
Bachelorarbeit

Herr
Daniel Gallschütz

Optimierung des Nachrüst- satzes für Scheibenbremse M1

**Schwerpunkt:
Findung der kostengünstigsten und
konstruktiv belastbarsten Variante**

2010

Fakultät Maschinenbau

Bachelorarbeit

Autor:

Daniel Gallschütz

Studiengang:

Maschinenbau

Seminargruppe:

MB07w1-B

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Uwe Mahn

Zweitprüfer:

M. Eng. (FH) André Schuster

Mittweida, Oktober 2010

Bibliografische Angaben:

Gallschütz, Daniel:

Optimierung des Nachrüstsatzes für Scheibenbremse M1 – Schwerpunkt:

Findung der kostengünstigsten und konstruktiv belastbarsten Variante

– 2010 – 58 Seiten

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), University of Applied Sciences,

Fakultät Maschinenbau, Bachelorarbeit, 2010

Referat:

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Optimierung eines Nachrüstsatzes, welcher ein Funktionsversagen der Scheibenbremse M1 der Firma Dako CZ beheben soll. Diese Bremsen kommen u.a. bei dem Straßenbahntyp Leoliner der Firma Heiterblick GmbH zum Einsatz. Es werden die Lösungen des Nachrüstsatzes der beiden Firmen hinsichtlich ihrer Funktionserfüllung und Belastbarkeit verglichen und die Vorzugsvariante mit Hilfe eines Prüfstandes näher untersucht. Unter dem Einfluss der gewonnenen Erkenntnisse wird eine kostengünstigere Konstruktion entwickelt.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	ii
Tabellenverzeichnis	iv
Abkürzungsverzeichnis	v
Formelzeichenverzeichnis.....	vi
1 Einleitung	8
2 Grundlagen	10
2.1 Bremssysteme der Straßenbahnen	10
2.2 Aufbau und Funktionsweise der Feststellbremse des Leoliners	13
2.3 Aufbau und Funktionsweise der Scheibenbremse M1	17
2.4 Die defekte Baugruppe "Gelenkstange mit Drahtseil"	19
3 Variantenvergleich	21
4 Untersuchungen.....	26
4.1 Festigkeitsprüfungen.....	27
4.2 Funktionsprüfungen:	29
5 Optimierung	32
5.1 Konstruktive Änderungen.....	33
5.2 Werkstoffauswahl und Korrosionsschutz	35
5.3 Festigkeitsnachweis.....	37
5.4 Kostenvergleich	48
6 Einbau und Verifizierung	50
7 Zusammenfassung und Ausblick	53
8 Literaturverzeichnis	55
Eidesstattliche Erklärung.....	57
Anhang.....	58

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 a) Leoliner Leipzig b) Leoliner Halberstadt.....	8
Abbildung 2 Defekte Drahtseile.....	9
Abbildung 3 a) Drehgestell b) Wagenkasten.....	10
Abbildung 4 Aufbau der Magnetschienenbremse.....	12
Abbildung 5 Aufbau der Feststellbremse	13
Abbildung 6 Hydrogerät HZY-K100-DP.....	14
Abbildung 7 Aufbau des elektrohydraulischen Federspeicher	15
Abbildung 8 Hydraulikplan des Hydrogerätes HZY-K100-DP	16
Abbildung 9 Hauptkomponenten der Scheibenbremse M1	17
Abbildung 10 Bewegungsablauf.....	18
Abbildung 11 Bremsmechanismus.....	18
Abbildung 12 Aufbau der Gelenkstange mit Drahtseil.....	19
Abbildung 13 Sitz der Gelenkstange mit Drahtseil im Bremsmechanismus	19
Abbildung 14 Neuer Abdruckring	21
Abbildung 15 Sitz des Drahtseils in der neuen Gelenkstange.....	21
Abbildung 16 Aufbau des Nachrüstsatzes	22
Abbildung 17 Kettenspannsystem.....	23
Abbildung 18 Prüfstand	26
Abbildung 19 Bolzenverbindung.....	28
Abbildung 20 Dreckablagerung auf dem Abdruckring	29
Abbildung 21 Kettenspannsystem ohne Verschiebung	30
Abbildung 22 Druck auf Bauteil 1 durch Dreckablagerungen.....	31
Abbildung 23 Kettenaufnehmer.....	33
Abbildung 24 neues Spannsystem.....	33
Abbildung 25 Rückstellblech	34
Abbildung 26 Kontaktkorrosion bei Werkstoffpaarungen	36
Abbildung 27 Federkennlinie des Federspeichers	37
Abbildung 28 Beanspruchung nach VDV 152	38
Abbildung 29 Datenblatt der VDV	38
Abbildung 30 Krafteinwirkung auf Nachrüstsatz.....	42

Abbildung 31 statische Sicherheit Kettenaufnehmer	47
Abbildung 32 Spannungen in den Bauteilen	47
Abbildung 33 Nachrüstsatz in Scheibenbremse M1	50
Abbildung 34 Rückstellblech zwischen Gabel2 und Kontermutter	50
Abbildung 35 Zugstange mit Dehnungsmessstreifen	51
Abbildung 36 Kraftverlauf beim Anlegen und Lösen der Scheibenbremse	52
Abbildung 37 Scheibenbremsen der Fa. Hanning und Kahl.....	54

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Bewertungsskala für (g).....	23
Tabelle 2 Bewertungsskala für EP	24
Tabelle 3 technische Bewertung der Varianten.....	24
Tabelle 4 Grundbeanspruchung: Rollvorgang in der Geraden	39
Tabelle 5 Zusatzbeanspruchung: Beim Bremsvorgang.....	39
Tabelle 6 Zusatzbeanspruchung: Bei Weichenfahrt.....	40
Tabelle 7 Zusatzbeanspruchung: Bei Kreuzungsfahrt.....	40
Tabelle 8 Beanspruchungskombinationen (statisch).....	41
Tabelle 9 Beanspruchungskombination (dynamisch).....	41
Tabelle 10 Resultierende Kräfte.....	42
Tabelle 11 Bolzenberechnung.....	44
Tabelle 12 Kostenvergleich	49

Abkürzungsverzeichnis

BOStrab	Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen
CAD	Computer Aided Design
DIN	Deutsches Institut für Normung
dyn.	Dynamisch
Fa.	Firma
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
ISO	Internationale Organisation für Normung
st.	Statisch
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VDV	Verband Deutscher Verkehrsunternehmen

Formelzeichenverzeichnis

Formel- zeichen	Maßein- heit	Bedeutung
A_0	mm^2	zutreffende kleinste Querschnitts Fläche der Schraube
A_p	mm^2	Auflagefläche des Schraubenkopfes bzw. der Mutter
A_{proj}	mm^2	Projektionsfläche für Flächenpressungberechnung
A_s	mm^2	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes/Bolzen
a_{xB}	m/s^2	Beschleunigung in x-Richtung beim Bremsvorgang
a_{xG}	m/s^2	Beschleunigung in x-Richtung beim Rollvorgang
a_{xK}	m/s^2	Beschleunigung in x-Richtung bei Kreuzungsfahrt
a_{xW}	m/s^2	Beschleunigung in x-Richtung bei Weichenfahrt
D	mm	Gewindeaußendurchmesser/Bolzendurchmesser
d_0	mm	Mittelwert aus Flanken- und Kerndurchmesser
d_2	mm	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
d_3	mm	Kerndurchmesser des Schraubengewindes
d_W	mm	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflagefläche
F_a	N	Ausschlagskraft bei dynamischer Belastung
F_B	N	Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube
F_{Bo}	N	oberer Grenzwert der axialen Betriebskraft
F_{Bu}	N	unterer Grenzwert der axialen Betriebskraft
F_{Dyn}	N	dynamische Gesamtkraft
F_F	N	Zugkraft des Federspeichers
F_{RDyn}	N	resultierende dynamische Kraft des Fahrbetriebs
F_{RSt}	N	resultierende statische Kraft des Fahrbetriebs
F_{Sges}	N	Gesamtschraubenkraft
F_{sp}	N	axiale Spannkraft der Schraube
F_{St}	N	statische Gesamtkraft
F_{VM}	N	Montagevorspannkraft
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
K_A		Anwendungsfaktor
k_A		Anziehfaktor

k_T		Reduktionskoeffizient
M_A	Nm	Anziehdrehmoment bei der Montage
M_b	Nm	Biegemoment
M_G	Nm	Gewindemoment
m_i	kg	Masse der zu betrachtenden Komponente
N_H		Lastspielzahl nach fünfhundert Kilometer
N_t		Lastspielzahl nach einem Tag
P	N/mm^2	Flächenpressung
P	mm	Steigung bei Gewinden
p_{zul}	N/mm^2	zulässige Flächenpressung
p_G	N/mm^2	Grenzflächenpressung
R_m	N/mm^2	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	N/mm^2	0,2 %-Dehngrenze bzw. Streckgrenze
S		Sicherheit
S_g	km	Gesamtstrecke bis zur nächsten Hauptuntersuchung
S_t	km	täglich zurück gelegte Strecke
t_G	mm	Dicke des Gabelauges
t_S	mm	Dicke des Stangenauges
W_B	mm^3	Widerstandsmoment des Bolzens
W_t	mm^3	polares Widerstandsmoment der Schraube
μ_G		Reibungszahl Gewinde
μ_K		Reibungszahl Kopfauflage
σ_A	N/mm^2	Ausschlagsfestigkeit der Schraube
σ_a	N/mm^2	Ausschlagsspannung der Schraube
σ_b	N/mm^2	Biegespannung
σ_{red}	N/mm^2	reduzierte Spannung
σ_{vorh}	N/mm^2	vorhandene Spannung
$\sigma_{z\ max}$	N/mm^2	maximale Spannung in Längsrichtung der Schraube
$\sigma_{zd\ SchN}$	N/mm^2	Schwellfestigkeit bei Zug/Druck Beanspruchung
σ_{zul}	N/mm^2	zulässige Spannung
$T_{a\ zul}$	N/mm^2	zulässige Scherspannung im Bolzen
T_b	N/mm^2	vorhandene Scherspannung im Bolzen
T_t	N/mm^2	Torsionsspannung der Schraube

1 Einleitung

Die Firma *Heiterblick GmbH* ist in der Branche des Schienenfahrzeugbaus tätig, wobei ihr Hauptgeschäftsfeld in der Entwicklung und Fertigung von Straßenbahnen liegt. Sie wurde als Tochterunternehmen der *Leipziger Verkehrsbetriebe (LVB)* für die Serienproduktion des sechsachsigen Niederflrigelenktriebwagens (NGTW6) gegründet. Die als *Leoliner* getaufte Straßenbahn wird, im Bezug auf das Gleisnetz des Kunden, in unterschiedlichen Spurweiten produziert. Demnach wurden bereits Fahrzeuge für die Städte Leipzig mit Spurweite 1458 mm und Halberstadt mit 1000 mm gefertigt.



Abbildung 1 a) Leoliner Leipzig b) Leoliner Halberstadt

Während des Betriebes der Halberstädter Fahrzeuge kam es zu Ausfällen der Scheibenbremsen des tschechischen Herstellers *Dako CZ*. Der Grund dafür war ein Materialversagen von Drahtseilen der Bremse. Im Bezug auf die Leipziger Serie wurden lediglich geringfügige Änderungen am Bremssystem des Leoliners vorgenommen, welche das Versagen der Seile nicht direkt begründen. Hinzu kam, dass diese ausreichend dimensioniert waren. Der Firma *Dako CZ* war jene Art von Mängeln an ihrem Produkt bei keinem weiteren Kunden bekannt. Daraufhin be-

schloss die technische Abteilung der *Heiterblick GmbH* simultan zur Firma *Dako CZ* eine Lösung für dieses Problem zu finden.



Abbildung 2 Defekte Drahtseile

Die Lösung besteht darin, dass man das Bremsseil durch eine Rollenkette ersetzt, was wiederum zusätzliche Veränderungen der integrierten Bauteile mit sich bringt.

Diese Arbeit wird einen Vergleich der Lösungen beider Firmen hinsichtlich ihrer Einsatztauglichkeit und Belastbarkeit bringen. Es werden die Schwachstellen der neuen Konstruktion, unter Verwendung einer Rollenkette (Nachrüstsatz), in einem eigens konstruierten Prüfstand näher untersucht und geprüft. Desweiteren werden die während des Fahrbetriebes auftretenden Faktoren (u.a. Kräfte), welche mit dem Prüfstand nicht simuliert werden können, ermittelt und berücksichtigt. Abschließend wird eine Optimierung der Baugruppe auf Basis der vorangegangenen Untersuchungen und den ökonomischen Gesichtspunkten beschrieben. Ergebnis dieser Arbeit ist eine Lösung, welche unter Bereitstellung der Fertigungszeichnungen, direkt Anwendung in der Praxis finden kann.

2 Grundlagen

2.1 Bremssysteme der Straßenbahnen

Prinzipiell ist zu sagen, dass sich alle Bremssysteme von Schienenfahrzeugen im Bereich des Drehgestells befinden. Ein Drehgestell, auch Fahrwerk genannt, ist eine Komponente eines Schienenfahrzeuges, mit den primären Funktionen, die Fahrzeugstruktur zu tragen und das Fahrzeug am Gleis zu führen. Zusätzlich übernimmt es die Funktion der Federung und Dämpfung des Schienenfahrzeuges. Ist die Rede von einem Triebdrehgestell, so besitzt es Antriebskomponenten (z.B. E-Motor).



Abbildung 3 a) Drehgestell b) Wagenkasten

In Straßenbahnen gibt es eine Vielzahl an unterschiedlichen Bremssystemen, die verschiedenen Einsatzzwecken dienen. Ihre Aufgaben bestehen darin, die Geschwindigkeit der Bahn in den gewollten Grenzen zu halten (Betriebsbremsung), als auch Gefahren abzuwenden (Notbremsung) und das Fahrzeug gegen Abrollen zu sichern (Feststellbremse).

Nach § 36 der BOS trab (Verordnung über den Bau und Betrieb von Straßenbahnen) muss ein Fahrzeug mindestens zwei Bremsen besitzen. Diese müssen voneinander unabhängig sein, sodass bei Störungen innerhalb der einen Bremse die Wirkung der anderen erhalten bleibt.

Die Bremssysteme lassen sich in kraftschlussabhängige und kraftschlussunabhängige Systeme unterteilen. Bei kraftschlussabhängigen Systemen werden Bremsmomente über Kräfte zwischen Rad und Schiene übertragen, wohingegen bei den kraftschlussunabhängigen Systemen die Bremskräfte unabhängig vom Rad-Schienenkontakt auf die Schiene übertragen werden. Die meist verwendeten Bremssysteme einer Straßenbahn sind:

Generatorische Bremse (kraftschlussabhängig):

Die Generatorische Bremse gilt als die sicherste und wichtigste Bremse der Straßenbahn. Beim Bremsen wirken die Motoren der Triebdrehgestelle als Generatoren. Sie erzeugen Strom, da sich das Fahrzeug bei betätigter Bremse bewegt und die Räder sich weiterdrehen, der Motor aber keinen Strom bezieht. Die Magnete des Motorankers werden umgepolt, was in diesem Fall ein Abbremsen zur Folge hat, da sich die Pole (sozusagen gegen die Drehrichtung) abstoßen und die Drehung verlangsamen. Die kinetische Energie des Fahrzeugs wird in elektrische Energie umgewandelt. Bei einfachen Widerstandsbremsen wird der vom Generator erzeugte Strom über elektrische Widerstände nur in Wärme umgewandelt. Bei modernen Generatorbremsen wird Energie zurück in das Stromnetz eingespeist.

Magnetschienenbremse (kraftschlussunabhängig):

Die Magnetschienenbremse (siehe Abb. 4) setzt sich aus einer in Schienenrichtung langgezogenen Spule und einem hufeisenförmigen Magnetkern zusammen. Fließt ein Strom durch die Spule, so wird eine Spannung induziert, die im Magnetkern einen magnetischen Fluss erzeugt, der sich über den Schienenkopf schließt.

In Folge dessen wird die Bremse auf die Schiene gepresst. Die Reibkraft zwischen Magnetkern und Schiene entspricht der erzeugten Bremskraft. Magnetschienenbremsen dienen zum Erreichen der vorgeschriebenen Bremsverzögerung bei Notbremsungen und kommen daher bei Betriebsbremsungen nicht zum Einsatz.

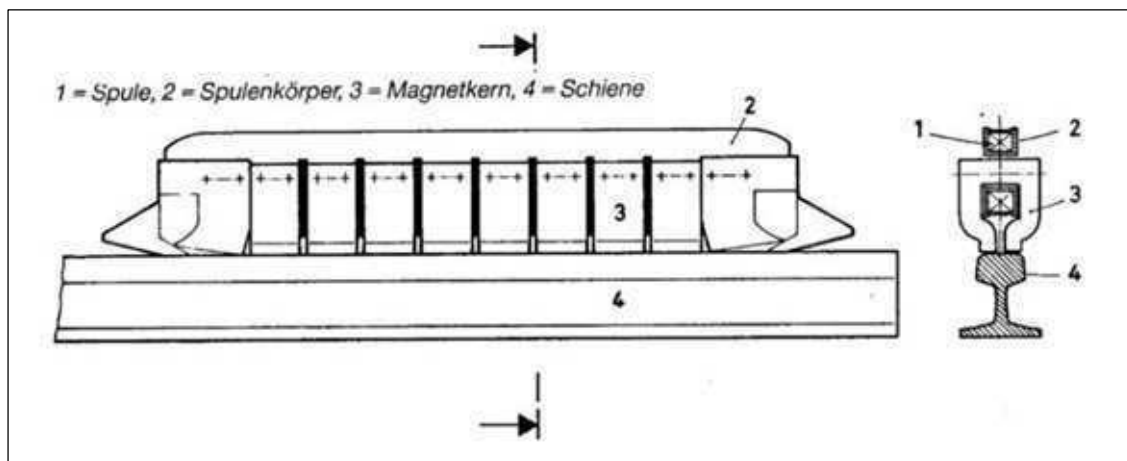


Abbildung 4 Aufbau der Magnetschienenbremse

Feststellbremse (kraftschlussabhängig)

Das Prinzip dieser Bremse besteht darin, dass Bremsbeläge einer Scheibenbremse, durch in einem Federspeicher erzeugte Federkraft, gegen eine Bremsscheibe gepresst werden. Die aus diesem Vorgang resultierende Reibkraft, verursacht ein Bremsmoment. Um ein Lösen der Bremse zu erreichen, muss im Federspeicher eine Kraft erzeugt werden, welche die Rückstellung der Feder bewirkt. Diese Rückstellkraft wird entweder elektrohydraulisch, elektromagnetisch oder elektro-pneumatisch erzeugt. Die Feststellbremse dient zur Sicherung des Fahrzeugs gegen Wegrollen und zur Unterstützung der Generatorischen Bremse bei niedrigen Geschwindigkeiten, zusätzlich wird sie bei Gefahrenbremsungen verwendet.

2.2 Aufbau und Funktionsweise der Feststellbremse des Leoliners

In Abbildung 3 wird ein Überblick über den Aufbau der Feststellbremse des Leoliners gegeben.

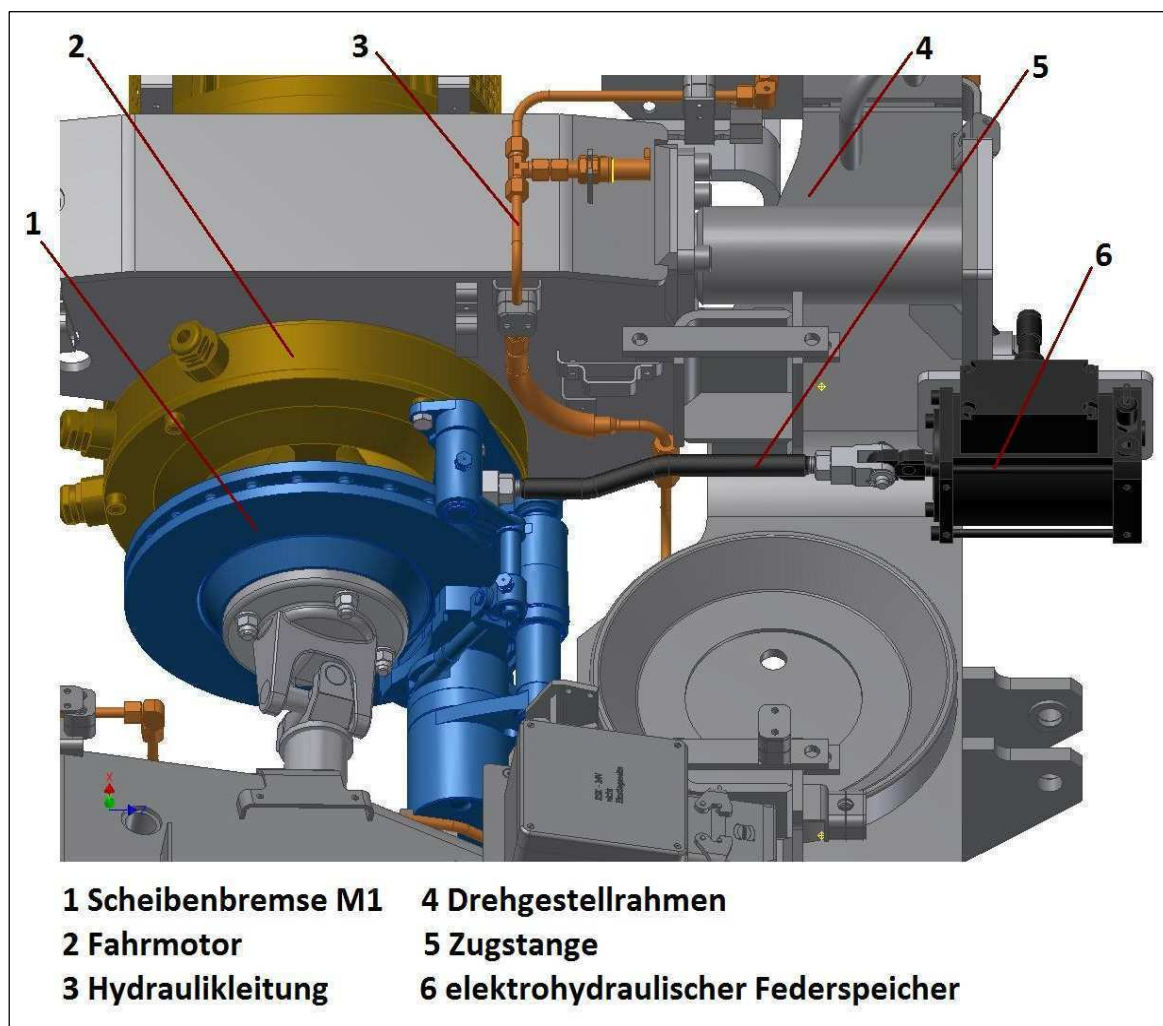


Abbildung 5 Aufbau der Feststellbremse

Prinzip der Erzeugung der Bremskraft:

Die hierfür benötigten Hauptkomponenten, sind ein elektrohydraulischer Federspeicher (6), welcher seitlich am Drehgestell (4) montiert ist und über eine Zugstange (5), seine Federkraft an die Scheibenbremse M1(1) weiterleitet. Ein Bremsmechanismus der Scheibenbremse M1 wandelt diese Zugkraft des Federspeichers in eine Druckkraft um, wodurch die zwei Bremsbacken gegen die Bremscheibe gedrückt werden. Die Scheibe ist über eine Nabe mit der Welle des

Fahrmotors verbunden und bremst diesen bis zum Stillstand des Fahrzeugs runter.

Prinzip der Aufhebung der Bremskraft

Für die Aufhebung der Bremskraft ist ein Hydrogerät (siehe Abb. 6) nötig, welches einen hydraulischen Druck erzeugt, der sich über die Hydraulikleitung (3) bis zum Federspeicher (6) aufbaut. Dieses Hydrogerät befindet sich meist im Wagenkastenbereich.

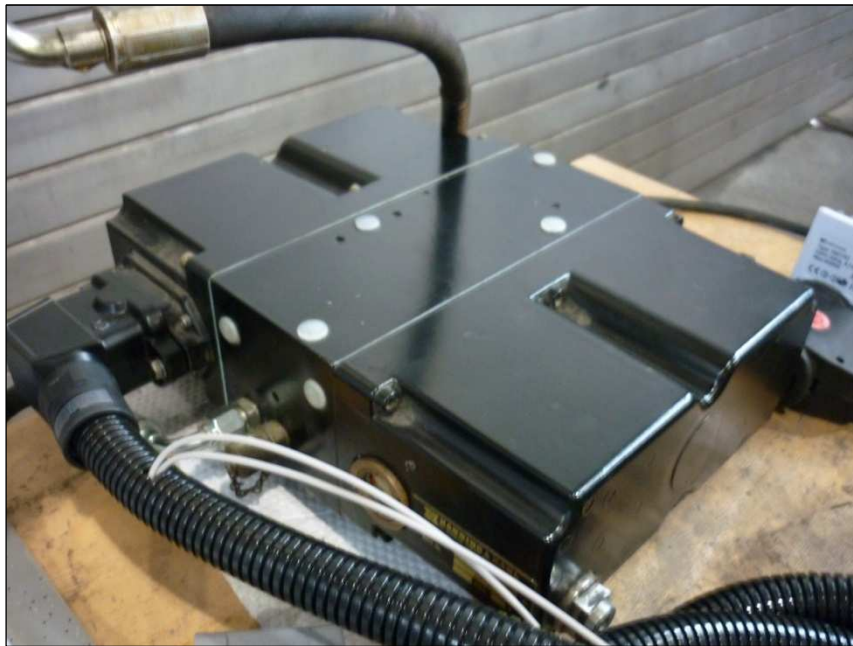


Abbildung 6 Hydrogerät HZY-K100-DP

Unter dem Druck wird im Federspeicher (siehe Abb. 7) ein Hydraulikkolben (2) mit Federteller (1) entgegen der Federkraft (3) verschoben. Die an den Federspeicher gekoppelte Zugstange des Bremssystems wird dadurch zurückbewegt und bewirkt eine, wiederum durch den Bremsmechanismus der Scheibenbremse M1 ausgelöste, Rückstellung der Bremsbacken und das damit verbundene Aufheben der Bremskraft.

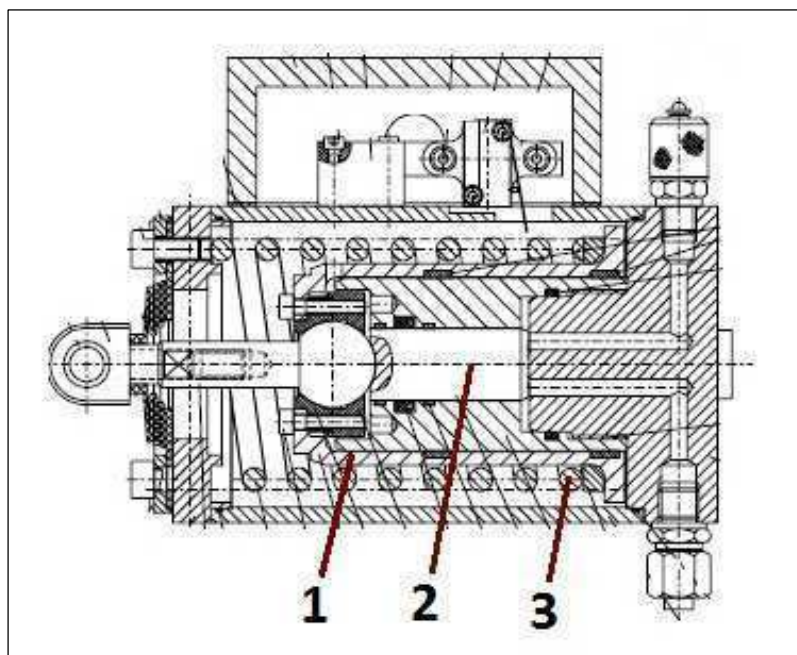
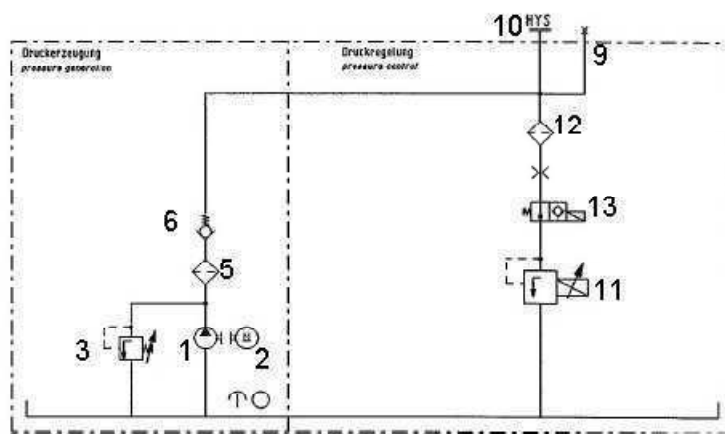


Abbildung 7 Aufbau des elektrohydraulischen Federspeicher

Abläufe im Fahrbetrieb:

Vor Fahrtbeginn wird das Hydrogerät elektrisch über die Fahrzeugsteuerung angesteuert. Aus Abbildung 8 geht hervor, dass eine Zahnradpumpe (1), welche von einem Gleichstrommotor (2) angetrieben wird, den hydraulischen Druck erzeugt. Während die Pumpe eingeschaltet ist, schließt das Proportional-Druckbegrenzungsventil (11) allmählich, sodass immer weniger Öl in den Tank zurückläuft und der Druck auf die Feder im Federspeicher langsam aufgebaut wird. Die Bremse wird nun gelöst und das Fahrzeug beschleunigt. Wenn die maximale Reduzierung der Federkraft bei einem Hydraulikkolbenhub von 30 mm erreicht ist, gibt ein Endschalter ein Signal an die Fahrzeugsteuerung weiter. Dieses wird von der Steuerung ausgewertet und bewirkt, dass sich der Gleichstrommotor (2) abschaltet, um entlastet zu werden. Gleichzeitig wird das 2/2 Wegeventil (13) zugeschaltet, aufgrund dessen der Druck in der Leitung erhalten bleibt.

HZY-K100-DP:
Stufenloses
Hydrogerät, passiv
wirkend, ein
Bremskreis



1 Zahnradpumpe

2 Gleichstrommotor

3 Sicherheitsventil

4

5 Filter (Primärdruck)

6 Rückschlagventil

7

8

9 Druckmessanschluss

10 Druckanschluss

11 Proportional-Druckbegrenzungsventil

12 Filter (Sekundärdruck)

13 2/2 Wegeventil

Abbildung 8 Hydraulikplan des Hydrogerätes HZY-K100-DP

Die Bremse ist nun während der Fahrt gelöst, erst bei einer Geschwindigkeit niedriger als 4 km/h wird das 2/2 Wegeventil wieder geöffnet. Das Proportional-Druckbegrenzungsventil (11) wird ebenfalls allmählich geöffnet. Dadurch wird die Feder im Federspeicher nicht mehr unter Spannung gehalten. Sie schnellt nach vorn und betätigt über die Zugstange die Scheibenbremse. Insgesamt gesehen, arbeitet die Feststellbremse nach dem „Fail-Safe“-Prinzip, d.h. beim Ausfall der Stromversorgung des Fahrzeuges wirkt die Bremse trotzdem.

2.3 Aufbau und Funktionsweise der Scheibenbremse M1

Die Scheibenbremse M1 (siehe Abb. 9) setzt sich aus den folgenden Hauptkomponenten mit ihren unterschiedlichen Funktionen zusammen:

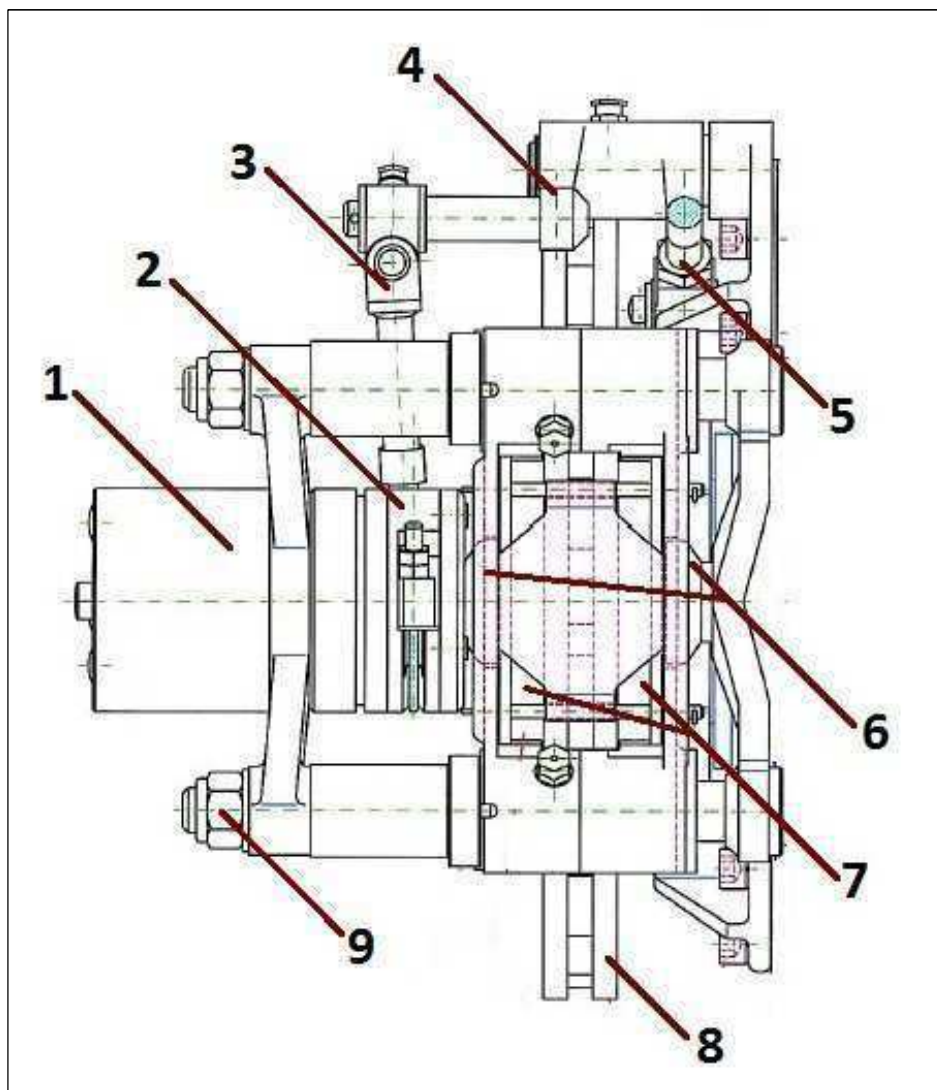


Abbildung 9 Hauptkomponenten der Scheibenbremse M1

Bei Betätigung der Scheibenbremse wird eine Radialbewegung der Hebelübersetzung (4) durch die Zugstange (5) des Bremssystems ausgelöst. Beide sind über einen Bolzen miteinander verbunden. Das ebenfalls über einen Bolzen, mit Sicherungsringen an die Hebelübersetzung (4) gekoppelte Gestänge mit Drahtseil (3), führt resultierend eine Linearbewegung aus. Das Ende des Drahtseils ist am Abdruckring (2) befestigt, wodurch dieser sich verdreht. Die Drehbewegung erzeugt im Bremsmechanismus (1) ein Axialvorschub der Presskörper (6), welche die

Bremsbeläge (7) gegen die Bremsscheibe (8) drücken. Der gesamte Bewegungsablauf wird in Abbildung 10 noch einmal dargestellt.

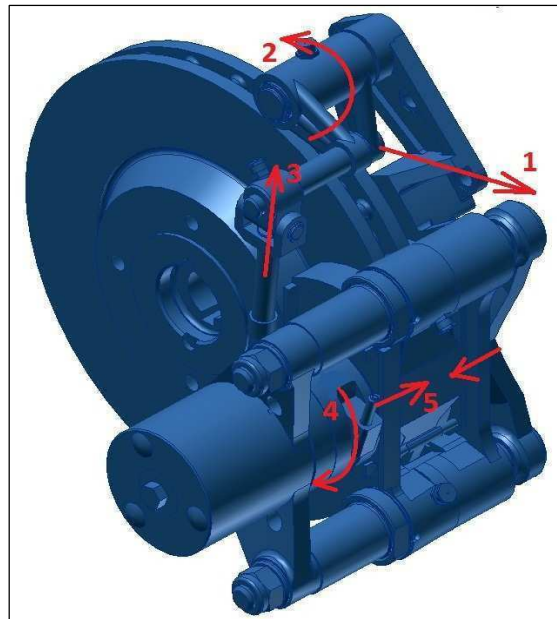


Abbildung 10 Bewegungsablauf

Bei Bewegung 5 verspannt sich zusätzlich eine Feder (siehe Abb. 11). Wird die Scheibenbremse M1 gelöst, stellt sie die Rückkehr des Bremsmechanismus in die Ausgangsstellung sicher. Zusätzlich wird die Rückstellung durch die Gelenkstange mit Drahtseil unterstützt.

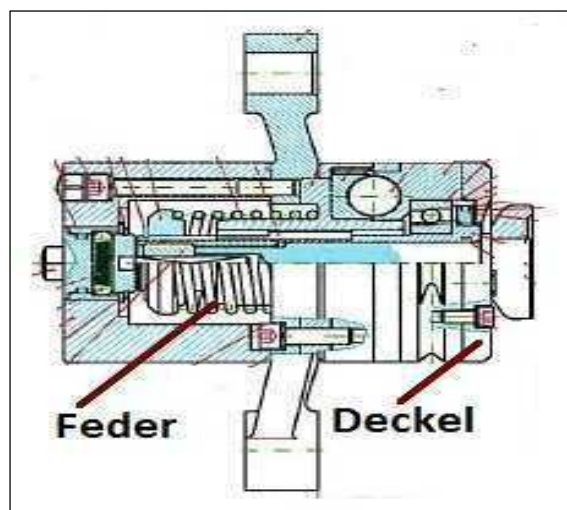


Abbildung 11 Bremsmechanismus

2.4 Die defekte Baugruppe “Gelenkstange mit Drahtseil”

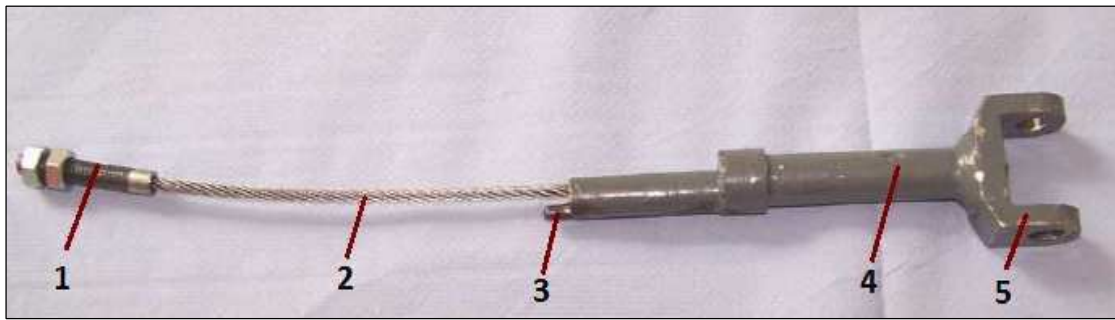


Abbildung 12 Aufbau der Gelenkstange mit Drahtseil

Aufbau:

Die Baugruppe setzt sich aus einer Gelenkstange (4) mit Zange (5) und einem Drahtseil (2) zusammen, welches an einer Seite in eine Buchse mit Außengewinde (1), am anderen Ende über ein Zentrierstift (3) in der Gelenkstange (4) eingepresst ist.

Lage in der Scheibenbremse M1:

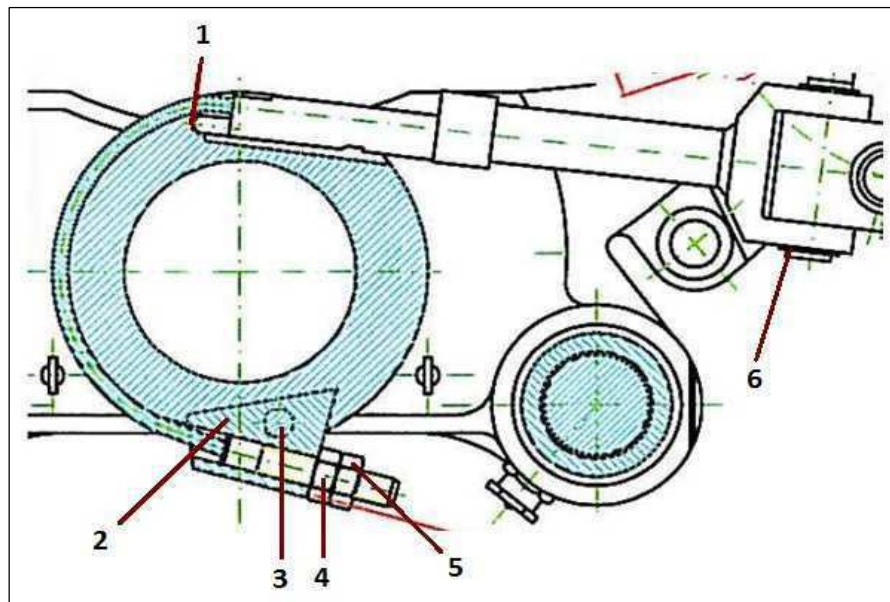


Abbildung 13 Sitz der Gelenkstange mit Drahtseil im Bremsmechanismus

Die Zange ist, wie in Abbildung 13 verdeutlicht, über einen durch zwei Sicherungsringe arretierten Bolzen (6) mit der Hebelübersetzung verbunden. Der Zentrierstift sitzt in einer Bohrung (1) der Ausfräsung des Abdruckrings. Das Drahtseil läuft in

einer Nut des Abdruckringes bis zum Spannblock (2). Die Buchse mit Außengewinde befindet sich in einer Durchgangslochbohrung des Spannblocks (2) und ist über eine Mutter (4) gesichert. Diese dient darüber hinaus zum Spannen des Drahtseils. Eine Kontermutter (5) ermöglicht, dass diese Spannung bestehen bleibt. Der Spannblock ist über einen Bolzen (3) im Abdruckring befestigt und kann, ohne aufwendige Demontage des ganzen Bremsmechanismus, gelöst werden. Hierbei müssen nur die in Abbildung 9 gekennzeichneten Muttern (9) gelöst und danach der Deckel (Abb. 10) abgeschraubt werden.

Funktion

Die Baugruppe besitzt zwei wichtige Funktionen, die essenziell für die Scheibenbremse M1 sind:

- Hauptfunktion:
Übertragung einer Zugkraft auf den Bremsmechanismus (durch die Verdrehung des Abdruckrings)
- Nebenfunktion:
Unterstützung der Rückstellung des Bremsmechanismus (durch Schieben des Zentrierstiftes in die Bohrung des Abdruckrings unter Erzeugung einer Rückdrehung des Abdruckrings)

Unter Berücksichtigung dieser beiden Funktionen, werden die Lösungsvarianten der Firmen im nächsten Kapitel untersucht sowie die Änderungen verglichen.

3 Variantenvergleich

Variante 1:

Lösung der Firma Dako

Die Lösung besteht darin, dass der Abdruckring gegen einen Ring ohne Ausfräsung und mit einer, in Abbildung 14 rot gekennzeichneten, umlaufenden Nut ausgetauscht wird.

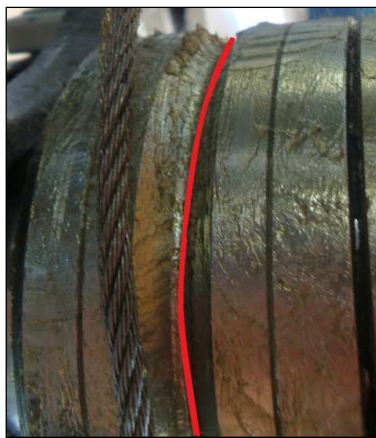


Abbildung 14 Neuer Abdruckring

Das Drahtseil wird verlängert, indem man die Gelenkstange kürzt, den Zentrierstift entfernt und es mit einer Hülse (1) verpresst. Durch diese Verpressung wird ein Kraftschluss zwischen Hülse und den Litzen des Drahtseils geschaffen. Die Hülse sitzt dann formschlüssig in einem hohlzylindrischen Werkstück (2) mit schmaler Öffnung.

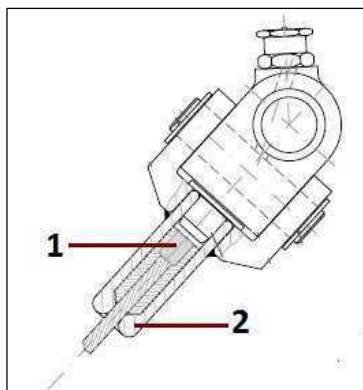


Abbildung 15 Sitz des Drahtseils in der neuen Gelenkstange

Fazit:

Durch die Verwendung einer umlaufenden Nut möchte man vermeiden, dass das Drahtseil an der Kante der Ausfräsung des Abdruckrings reibt und dadurch die einzelnen Litzen des Seils beschädigt werden. Dies könnte ein Grund für das Materialversagen des Drahtseils sein und das Problem wäre behoben, jedoch bringt der Austausch des Rings einen höheren Montageaufwand mit sich, da der komplette Bremsmechanismus in bestimmte Einzelteile zerlegt werden muss. Aufgrund der Kürzung der Gelenkstange ist die Nebenfunktion der Baugruppe nicht mehr gegeben, was einen höheren Verschleiß der Bremsbacken mit sich zieht.

Variante 2:**Lösung der Heiterblick GmbH:**

Bei dieser Lösungsvariante (siehe Abb. 16) wird das defekte Drahtseil durch eine Rollenkette (6) ausgetauscht. Die Kette ist im Bauteil 1 und 3 über einen Splintbolzen (4) befestigt. In das Bauteil 1, welches die Gelenkstange substituiert, wird ein Zylinderstift eingesetzt, der die Rückstellung des Bremsmechanismus Anstelle des ehemaligen Zentrierstiftes sicherstellen soll.

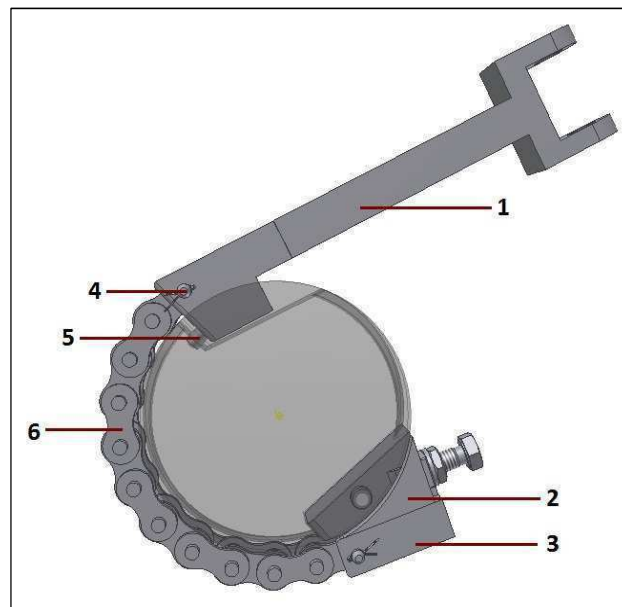


Abbildung 16 Aufbau des Nachrüstsatzes

Das Bauteil 2 wird anstatt des Spannklotzes verwendet, indem es mit Bauteil 3 über die Stellschraube (7) als Kettenspanner fungiert.

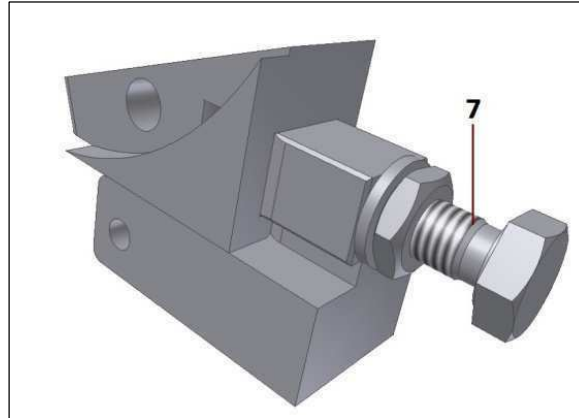


Abbildung 17 Kettenspannsystem

Fazit

Die Verwendung einer Rollenkette anstelle des Drahtseils, ist eine Variante, die einige Vorteile aufweist. Rollenketten besitzen eine sehr hohe Bruchfestigkeit, des Weiteren kann die Kette einfach über einen Bolzen in den anliegenden Bauteilen befestigt und wieder ausgetauscht werden. Hinzu kommt der reduzierte Wartungsaufwand infolge der Verwendung von hochbeständigen wartungsfreien Ketten. Ist die Lebensdauergrenze erreicht, kündigt sich dies durch Kettenlängung an, somit ist ein plötzliches Versagen der Kettenglieder durch einen Austausch abzuwenden. Bei dieser Lösung spielt der Kostenfaktor eine entscheidende Rolle. Zwar ist im Vergleich zu Variante 1 der Montagaufwand sehr gering, stattdessen ergeben sich aber aufgrund der Komplexität der Bauteile 1-3 sehr hohe Fertigungskosten.

Um eine Vorzugsvariante besser bestimmen zu können, folgt eine technische Bewertung der Entwürfe nach VDI 2225. Demnach werden als erstes technische Bewertungskriterien für die beiden Varianten aufgestellt. Diesen Kriterien wird ein Gewichtungsfaktor (g) zugeordnet, welcher jeweils folgende Bedeutung besitzt:

(g)	Bedeutung
4	sehr wichtig
3	wichtig
2	zu berücksichtigen
1	geringer Einfluss

Tabelle 1 Bewertungsskala für (g)

Die Varianten werden entsprechend ihrer Erfüllung der einzelnen Kriterien mit Einzelpunkten (EP) bewertet, wobei folgende Skala zum Einsatz kommt:

EP	Bedeutung
4	sehr gut
3	gut
2	Ausreichend
1	gerade noch tragbar
0	Unbefriedigend

Tabelle 2 Bewertungsskala für EP

Multipliziert man die Einzelpunkte mit dem Gewichtungsfaktor, erhält man eine Gesamtpunktzahl (GP) für jedes Bewertungskriterium. Aus den erreichten Punktzahlen eines jeden Kriteriums, wird die Summe gebildet, welche dann erneut durch die maximal erreichbare Punktzahl geteilt wird. Die Variante, deren Ergebnis dem technischen Wert 1 am nächsten ist, sollte als Vorzugsvariante gewählt werden. Laut Tabelle 3 kam man zu folgendem Ergebnis:

Lfd. Nr.	Bewertungskriterium	Faktor g	Nachrüstsatz			
			Variante 1		Variante 2	
			EP	GP	EP	GP
1	Festigkeit	4	3	12	4	16
2	Erfüllung der Hauptfunktion	4	4	16	4	16
3	Erfüllung der Nebenfunktion	3	0	0	4	12
4	geringer Montageaufwand	3	1	3	3	9
5	wenig Teile	2	3	6	2	4
6	einfache Wartung	3	3	9	3	9
7	einfache Fertigung	4	3	12	1	4
Summe		92	58		70	
Technischer Wert		1	0,63		0,76	

Tabelle 3 technische Bewertung der Varianten

Die Auswertung der Tabelle ergibt, dass Variante 2 der *Heiterblick GmbH*, mit einem höheren technischen Wert, als Vorzugsvariante zu behandeln ist. Wenn diese Lösung als Nachrüstsatz für das Gelenk mit Seil Anwendung im Fahrbetrieb finden soll, müssen noch einige Untersuchungen unter betriebsnahen Bedingungen geführt werden, um einen genauen Festigkeits- und Funktionsnachweis erbringen zu können. Des Weiteren sollte die Komplexität der Bauteile 1-3 vereinfacht werden, damit eine Verringerung des Fertigungsaufwandes der Frästeile möglich ist, was wiederum Herstellungskosten einspart. Die nächsten beiden Kapitel thematisieren daher diese Untersuchungen sowie die Optimierung der Baugruppe.

4 Untersuchungen

In diesem Kapitel wird die Einsatztauglichkeit der Baugruppe näher untersucht, dazu wurde ein Prüfstand konstruiert und in Betrieb genommen. Das Ziel der Untersuchungen ist, mit Hilfe des Prüfstandes, einen Festigkeits- und Funktionsnachweis der Baugruppe zu bringen.

Dieser Prüfstand beinhaltet alle Komponenten, die bei der Feststellbremse (siehe Kapitel 2.2) des *Leoliners* im Fahrbetrieb zum Einsatz kommen. Es wurde ein Gestell gefertigt, welches die Aufnahme der Komponenten, anstelle des Drehgestells realisiert. Die elektrische Ansteuerung des Hydrogeräts erfolgt über einen, eigens von der *Heiterblick GmbH* für die Inbetriebnahme des Bremssystems entwickelten, Prüfkoffer.

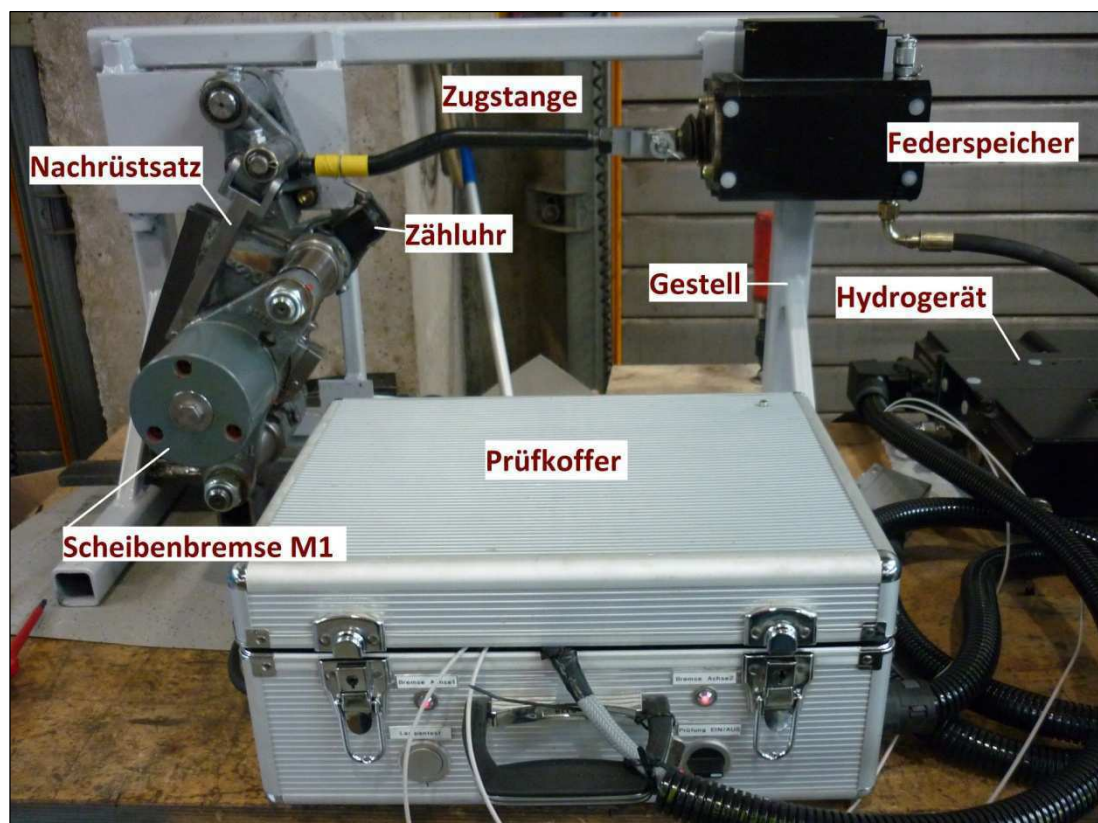


Abbildung 18 Prüfstand

Durch einige Änderungen am Prüfkoffer, konnte der Prüfstand so ausgelegt werden, dass innerhalb von 5 Sekunden ein Lastspiel, das heißt Lösen und wieder anlegen der Bremse, simuliert werden kann. Eine geringere Taktzeit war nicht realisierbar, da der Motor des Hydrogeräts, welcher den hydraulischen Druck aufbaut und dadurch die Bremse löst, nicht für Dauerbetrieb ausgelegt ist. Er besitzt eine maximale Einschaltdauer von 25 % des Aussetzbetriebes und muss etwas mehr als eine Sekunde eingeschaltet sein, um den Hydraulikkolben des Federspeichers 30 mm auszufahren und dadurch die Bremse zu lösen. Resultierend erhält man die Zeit von ca. 4 Sekunden für den Aussetzbetrieb des Motors.

4.1 Festigkeitsprüfungen

Vorbetrachtung

Die Rollenketten der neuen Konstruktion besitzen eine doppelt so hohe Belastbarkeit (Bruchfestigkeit) wie das vorher verwendete Drahtseil, jedoch sind weitere Festigkeitsuntersuchungen der anderen Bauteile unabdingbar. Der Nachrüstsatz wird dynamisch schwellend in Folge von Anlegen und Lösen der Bremse belastet. Um einen Nachweis der Bauteilfestigkeit über den Prüfstand zu bringen, muss eine im Betrieb anfallende Lastspielzahl für den Test zugrundegelegt werden. Erst nachdem man diese Lastspielzahl erreicht hat und kein Materialversagen aufgetreten ist, wäre der Nachweis erbracht.

Für Straßenbahnen gilt die BOStrab, die eine Untersuchung der Fahrzeuge nach einer Laufleistung von maximal 500.000 km, spätestens jedoch nach acht Jahren vorschreibt. Bis zu dieser Untersuchung darf es zu keinem Versagen der Baugruppe kommen. Einem Bericht von *Cideon Engineering* ist zu entnehmen, dass die Feststellbremse des *Leoliners* täglich 500mal bei 10 Fahrten einer Länge von 16 km und 25 Haltestellen, betätigt wird. Das Fahrzeug legt also pro Tag einen Weg von 160 km zurück. Resultierend erhält man die zu erreichende Lastspielzahl nach folgender Formel:

$$N_H = \frac{s_g}{s_t} \cdot N_t = \frac{500.000 \text{ km}}{160 \text{ km}} \cdot 500 = 1.562.500$$

Es müssen also mindestens 1.562.500 Lastspiele mit dem Prüfstand realisiert werden.

Ergebnisse:

Bei einer täglichen Einschaltdauer von 15 h während des Zweischichtbetriebes im Unternehmen, wurden nach 4 Wochen Laufzeit 234.650 Lastspiele simuliert. Es kam zu keinem sichtbaren Materialversagen der Bauteile. Jedoch konnte festgestellt werden, dass die Bolzenverbindung (siehe Abb. 19) zwischen Bauteil 1/ Kettenaufnehmer und Rollenkette die kritischste Stelle der Konstruktion darstellt und hier als erstes ein Versagen durch Bolzenbruch auftreten würde. Der lockere Sitz des Bolzens in der Kette verursacht ein erhöhtes Biegemomente beim Anlegen der Bremse im Bolzen. Ein Ermüdungsbruch könnte die Folge sein.

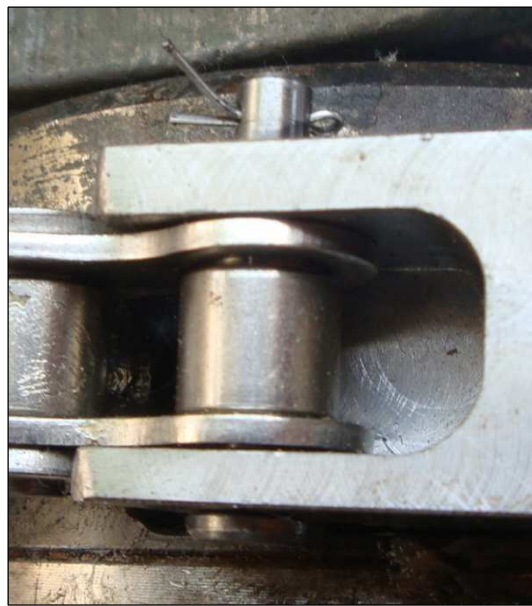


Abbildung 19 Bolzenverbindung

Wenn man die errechnete Zahl N_H erreichen will, um einen Festigkeitsnachweis dieser Verbindung zu erbringen, muss der Prüfstand weitere 20 Wochen im Betrieb bleiben. Dieser Versuch würde den Zeitrahmen der Bachelorarbeit sprengen und eine Unwirtschaftlichkeit seitens des Stromverbrauchs mit sich ziehen. Die Beschaffung eines leistungsstärkeren Hydrogerätes zur Reduzierung der Taktzeit wäre ebenfalls aus Kostengründen nicht ratsam. Hinzu kommt, dass aus dem Fahrbetrieb resultierende Belastungen nicht mit dem Prüfstand simuliert werden

können. Daher müssen diese Kräfte zusätzlich berechnet werden. Unter Verwendung von N_H liegt man im Bereich der Zeitfestigkeit und erreicht nicht die Grenzwahrscheinlichkeit von 10^7 für eine dauerhafte Auslegung der Bauteile. Aufgrund dieser Tatsachen fiel die Entscheidung auf einen rechnerischen Festigkeitsnachweis.

Dieser Nachweis wird im nächsten Kapitel Optimierung erbracht.

4.2 Funktionsprüfungen:

Vorbetrachtungen

Es wird untersucht, inwiefern der Nachrüstsatz die Haupt- und Nebenfunktion erfüllt. Dazu werden praxisnahe Bedingungen geschaffen, um zu überprüfen, ob die Funktionen auch während des eigentlichen Fahrbetriebes erhalten bleiben. Durch den aufgewirbelten Fahrbahndreck kommt es meist zu Ablagerungen auf der Scheibenbremse. Dies kann, wie Abbildung 19 zeigt, folgendes Ausmaß haben.



Abbildung 20 Dreckablagerung auf dem Abdruckring

Ergebnisse

Bei den Untersuchungen unter verschleißfreien Bedingungen ist prinzipiell zu sagen, dass die Konstruktion ihre Funktionen weitestgehend erfüllt. Dennoch konnten bei dieser Untersuchung zwei Problemstellen ermittelt werden.

1. Das Kettenspannsystem kommt nicht zum Einsatz (siehe Abb. 21). Es ist zusätzlich für das Einstellen der Lage des Zylinderstifts in der Bohrung des Abdruckringes unbrauchbar, da es durch Eindrehen der Stellschraube nur den Abdruckring verdreht, was einen Vorschub der Bremsbacken im eigentlichen gelösten Zustand zur Folge hat. Die Hebelübersetzung ist bei der Montage des Nachrüstsatz ein starres Glied, da es sich erst bei Betätigung der Bremse bewegt. Demzufolge kann der Zylinderstift ohne Verdrehung des Abdruckrings nicht genau in der Bohrung justiert werden.

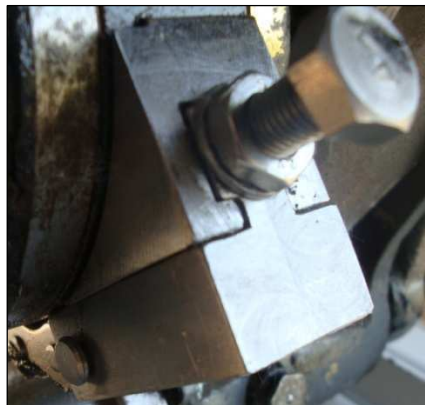


Abbildung 21 Kettenspannsystem ohne Verschiebung

2. Der Zylinderstift sitzt, resultierend aus der fehlenden Spannfunktion, nicht in der Bohrung des Abdruckrings, was zur Folge hat, dass die Rückstellung des Bremsmechanismus geringfügig durch den Nachrüstsatz unterstützt wird.

Unterliegt die Scheibenbremse einem Verschleiß durch Fahrbahndreck, wurden folgende Problemstellen mit den entsprechenden Auswirkungen ermittelt:

3. Beim Lösen der Bremse wirkt ein zusätzlicher Druck auf die Unterseite (1) des Bauteils 1, wodurch es aus der Ausfräsung gedrückt wird, was beim wiederholten Anlegen der Bremse eine Blockierung des Bremsmechanismus verursacht. Zusätzlich wirken größere Kräfte auf den Bolzen (2).

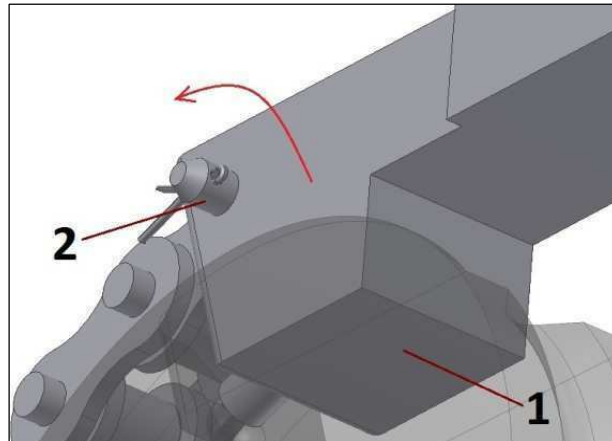


Abbildung 22 Druck auf Bauteil 1 durch Dreckablagerungen

5 Optimierung

Nach einer Definition aus dem Babylon Wörterbuch versteht man unter einem Optimum das beste erreichbare Resultat im Sinne eines Kompromisses zwischen verschiedenen Parametern. Die Suche danach, unter gegebenen Voraus- und Zielsetzungen, nennt man Optimierung. Das eigentliche Optimum des Nachrüst-satzes wäre erreicht, wenn er die Haupt- und Nebenfunktion erfüllt, zusätzlich hoch belastbar und kostengünstig sind. Jedoch muss, entsprechende der Definition, ein Kompromiss zwischen den Parametern Belastbarkeit (Festigkeit) und Kosten gefunden werden, da diese Größen in einem gewissen Maße voneinander abhängig sind. Wenn man eine hohe Belastbarkeit erreichen will, müsste man Materialien verwenden, die eine hohe Schwellfestigkeit besitzen. Dies wäre bei Vergütungsstählen der Fall, jedoch würde man hier wiederum mehr Kosten verursachen als bei der Verwendung von z.B. Baustählen mit einer geringeren Schwellfestigkeit. Die neue Konstruktion muss also, um ein Optimum zu erreichen, den vorhandenen Belastungen standhalten können und das Potential der Kosteneinsparung weitestgehend ausschöpfen.

Nachfolgend sind ein paar Faktoren aufgelistet die bei der Konzeption der Optimierung einfließen, um ein großes Potential der Kosteneinsparung zu schaffen.

- geringer Materialeinsatz
- Verwendung von günstigen Werkstoffen
- mögliche Firmeninterne Fertigung
- Einfache Gestaltung der Bauteile für die Fräsfertigung
- Verwendung von möglichst vielen Kaufteilen bzw. Normteilen
- Verwendung einzelner Teile der alten Konstruktion um Neukauf einen zu vermeiden

Für die Erfüllung der Haupt- und Nebenfunktion müssen die durchgeführten Untersuchungen und Ergebnisse berücksichtigt und die Problemstellen, unter dem Einfluss der bereits aufgeführten Faktoren, behoben werden.

5.1 Konstruktive Änderungen

Die Bauteile 1 bis 3 wurden extern durch eine Fräsfertigung hergestellt. Sie verursachen den größten Anteil der Kosten des Nachrüstsatzes. Speziell die Bauteile des Spannsystems (Bauteile 1 und 2) erfordern, durch ihre hohe Komplexität der Geometrie, eine lange Rüstzeit der Fräsmaschine. Um eine Abstrahierung der Geometrie zu schaffen, werden die beiden Teile zusammengefasst.

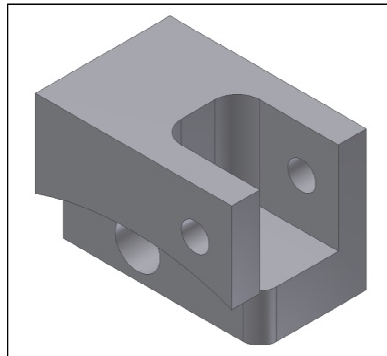


Abbildung 23 Kettenaufnehmer

Das neue Bauteil (Kettenaufnehmer) besitzt nur noch die Funktion eines Verbindungsglieds zwischen der Rollenkette und dem Abdruckring. Das Spannen der Kette wird durch eine längenverstellbare Baugruppe (siehe Abb. 24), welche das Bauteil 1 substituiert, realisiert.

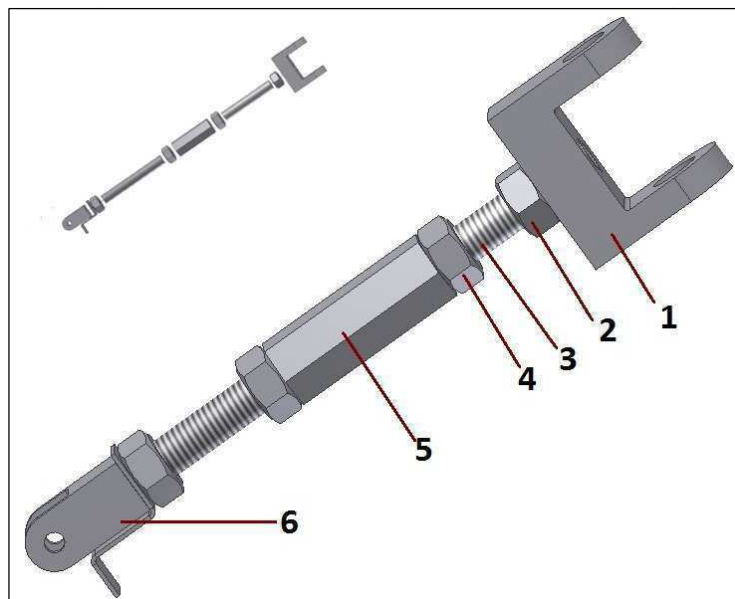


Abbildung 24 neues Spannsystem

Sie besteht aus einer Spannschlossmutter mit Rechts- und Linksgewinde M10, in die man zwei Gewindestangen (3) einschraubt, welche über einfache Muttern (4) gekontert werden. Die Gewindestangen werden in die Bauteile "Gabel 1" (1) und "Gabel2" (6) eingeschraubt und wiederum über Muttern (2) gekontert. Durch Drehen der Spannschlossmutter wird die Länge der Baugruppe verringert und die Kette gespannt, jedoch darf keine Verdrehung des Abdruckrings einsetzen. Mit Hilfe der Splintbolzen bleibt die formschlüssige Verbindung zwischen Gabel 2 bzw. Kettenaufnehmer und Rollenkette bestehen. Die konstruktive Überlegung einer Passungsänderung und das damit resultierende Herabsetzen der Biegespannung im Bolzen, wurde aus Montage- und Wartungsgründen verworfen. Man entschied sich für einen neuen Bolzenwerkstoff, dessen Auswahl wird im nächsten Unterkapitel begründet wird.

Die Problemstellen 2 und 3 aus den Voruntersuchungen sind durch die Verwendung eines Rückstellblechs (siehe Abb. 25) zu beheben. Es wurde für Versuchszwecke eigens gefertigt.

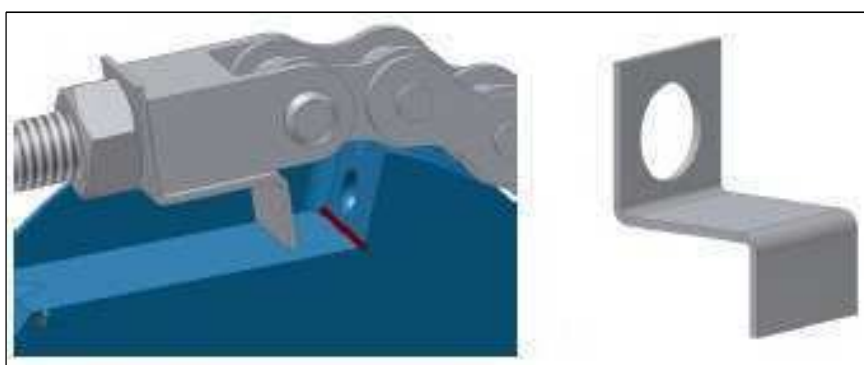


Abbildung 25 Rückstellblech

Das Rückstellblech wird durch Kaltbiegen hergestellt. Bei der Konstruktion musste ein entsprechender Biegeradius in Abhängigkeit von der Blechdicke nach DIN 6935 gewählt werden. Das Rückstellblech unterstützt, wie der Name schon sagt, die Rückstellung des Bremsmechanismus. Wird die Feststellbremse gelöst, kommt es zum Kontakt zwischen Unterkante des Blechs und dem in Abbildung 25 rot gekennzeichneten Bereich. Dabei wird eine Drehbewegung des Abdruckrings induziert. Aufgrund der Verwendung eines dünnen Blechs, wird der Kontakt zwischen Abdruckring und der Unterseite des Nachrücksatzes minimiert. Folglich kann sich keine Ablagerungsschicht bilden, die eine Verklebung des Abdruck-

rings mit dem Nachrüstsatz bewirken würde. Das Rückstellblech wird über die Durchgangslochbohrung auf die Gewindestange geschoben und zwischen Kontermutter und Gabel 2 verspannt (siehe Abb. 25).

5.2 Werkstoffauswahl und Korrosionsschutz

Aus dem Komponentenlastenheft des Fahrmotors lassen sich Umwelteinflüsse während des Fahrbetriebes ableiten, die aufgrund des Sitzes der Scheibenbremse am Motorenschild, für die richtige Werkstoffwahl bzw. den notwendigen Korrosionsschutz des Nachrüstsatzes berücksichtigt werden. Folgend werden einige Einflüsse aufgelistet.

- Staub und Sand
- Bremsstaub (eisenhaltig) und Brems sand
- Salznebel (Winterstreudienst: Streusalz und Sole und Meeresluft)
- Fahrzeugabgase
- Flugschnee
- stark straßenstaub- und pollenhaltige Luft

Aus dieser Auflistung wird deutlich, dass ein bestimmter Korrosionsschutz dringend erforderlich ist. Für die Herstellung der Bauteile Gabel 1 und 2 sowie für den Kettenaufnehmer wurde S235JR gewählt. Dieser ist kostengünstig und gut spanend bearbeitbar. Ein Korrosionsschutz wird hier simultan zu den anderen Baugruppen des Drehgestells durch Beschichtungen bzw. Überzügen erreicht. Für die Gewindestangen, Spannschlossmutter und Rückstellblech wird verzinkter Stahl verwendet. Die nachfolgende Abbildung 26 belegt, dass die Paarung der Werkstoffe unproblematisch ist und es zu keiner Kontaktkorrosion zwischen den verschraubten Bauteilen kommen kann.

S = starke Korrosion des betrachteten Werkstoffs M = mäßige Korrosion des betrachteten Werkstoffs (in sehr feuchter Atmosphäre) G = geringfügige oder keine Korrosion des betrachteten Werkstoffs														
Hinsichtlich Kontakt- korrosion betrachteter Werkstoff	Fächen- verhältnis*	Magnesium- legierung	Zink	Feuerverzinkter Stahl	Aluminium- Legierung	Cadmium- Überzug	Baustahl	Niedriglegierter Stahl	Stahlguß	Chromstahl	Blei	Zinn	Kupfer	nichtrostender Stahl
Magnesium- legierung	klein gross		S M	S M	S M	S M	S S	S S	S S	S S	S S	S S	S S	S S
Zink	klein gross	M G		G G	M G	M G	S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G
Feuerverzinkter Stahl	klein gross	M G	G G		M G	M G	S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G
Aluminium- Legierung	klein gross	M G	G M	G M		G G	M G	G G	S M	M S	S S	S S	S S	M G
Cadmium- Überzug	klein gross	G M	G G	G M	G G		S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G	S G
Baustahl	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G		M G	S G	S G	S G	S G	S G	G G
Niedriglegierter Stahl	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G		G G	S G	S G	S G	S G	S G
Stahlguß	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G	M G		S G	S G	S G	S S	S S
Chromstahl	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G		M G	M G	M G	S S	S G
Blei	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G M	G G		G G	G G	G
Zinn	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G	M G	G G			
Kupfer	klein gross	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G	G G	M G	M G	S M		G
nichtrostender Stahl	klein gross	G G	G G	G M	G G	G G	G G	G G	G G	M G	G M	G M	G G	

Abbildung 26 Kontaktkorrosion bei Werkstoffpaarungen

Für die Splintbolzen wird Anstelle von A2 der Werkstoff A4 mit einer Zugfestigkeit von $800 \frac{N}{mm^2}$ verwendet. Es handelt sich hier um einen Chrom-Nickel-Stahl der im Gegensatz zu A2 einen zusätzlichen Molybdängehalt aufweist, was ihn beständiger gegen chlorhaltige Medien, wie Salzlaugen, macht. Aufgrund der Tatsache, dass die Bolzenverbindungen, wie die Untersuchungen ergaben, die kritischsten Stellen der Konstruktion bilden, muss eine ausreichend hohe Sicherheit gegen Bruch gegeben sein. Durch den Festigkeitsnachweis im folgenden Unterkapitel wird belegt, dass dies durch Erhöhung der Zugfestigkeit auf $800 \frac{N}{mm^2}$ zu erreichen ist. Die Kombination von A4 mit Baustahl stellt auch kein Problem im Sinne einer Kontaktkorrosion dar. Für die Rollenketten wird der bereits verwendete Werkstoff A2 beibehalten, da dieser, wie bei der Verwendung des vorherigen Drahtseiles, durch Fett geschmiert werden muss, um einen Verschleiß durch Umwelteinflüsse zu vermeiden.

5.3 Festigkeitsnachweis

Für die Ermittlung der wirkenden Zugkraft auf den Nachrüstsatz ist die Federkennlinie des Federspeichers zu verwenden. Hierbei wird ersichtlich, dass die Feder bei eingebremster Stellung (30 mm Hub) noch mit 510 N zusammengedrückt wird. Aufgrund dessen lässt sich unter Betrachtung des 3. Newtonschen Axioms schließen, dass maximal eine Zugkraft von 510 N auftreten kann. Diese wird bei den nachfolgenden Berechnungen berücksichtigt.

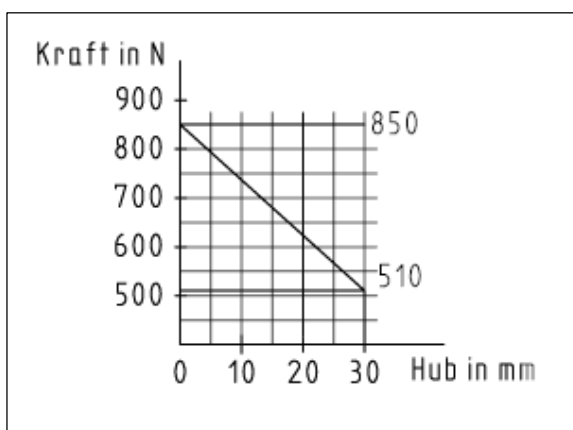


Abbildung 27 Federkennlinie des Federspeichers

Um jedoch eindeutige Aussagen über die Einsatztauglichkeit der Nachrüstsatzoptimierung im alltäglichen Fahrbetrieb geben zu können, bedarf es einem Festigkeitsnachweis für die Schrauben- und Bolzenverbindung unter Betrachtung der durch den Fahrbetrieb zusätzlich verursachten Kräfte. Die Grundlage für deren Ermittlung bildet die VDV 152 (Richtlinie für die Festigkeitsauslegung von Fahrzeugen nach BOSTrab). In den Datenblättern der VDV 152 werden Straßenbahnen in mehrere Schwingungsebenen unterteilt und die auftretenden Beschleunigungen in Abhängigkeit von der Fahrtgeschwindigkeit und den Beanspruchungen ermittelt. Die Scheibenbremse ist am Motorschild befestigt, resultierend wird die Schwingungsebene Motor gewählt. Auftretende Beanspruchungen sind in Abbildung 28 dargestellt.

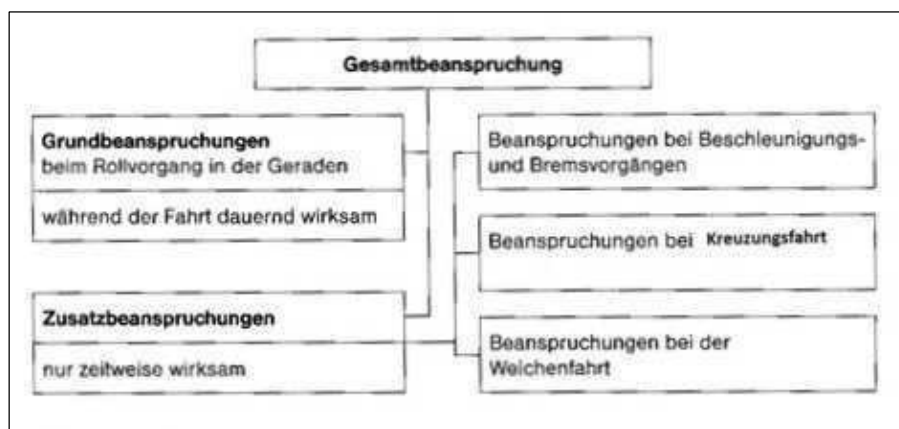


Abbildung 28 Beanspruchung nach VDV 152

Zusatzbeanspruchungen, die beim Bogenlauf des Fahrzeugs oder durch Seitenwind entstehen, wurden auf Grund des geringen Einflusses auf den Nachrüstsatz nicht weiter berücksichtigt. Die Beschleunigungen werden, wie in Abbildung 28 erläutert, unter Berücksichtigung der Maximalgeschwindigkeit, aus den Datenblättern der VDV ermittelt.

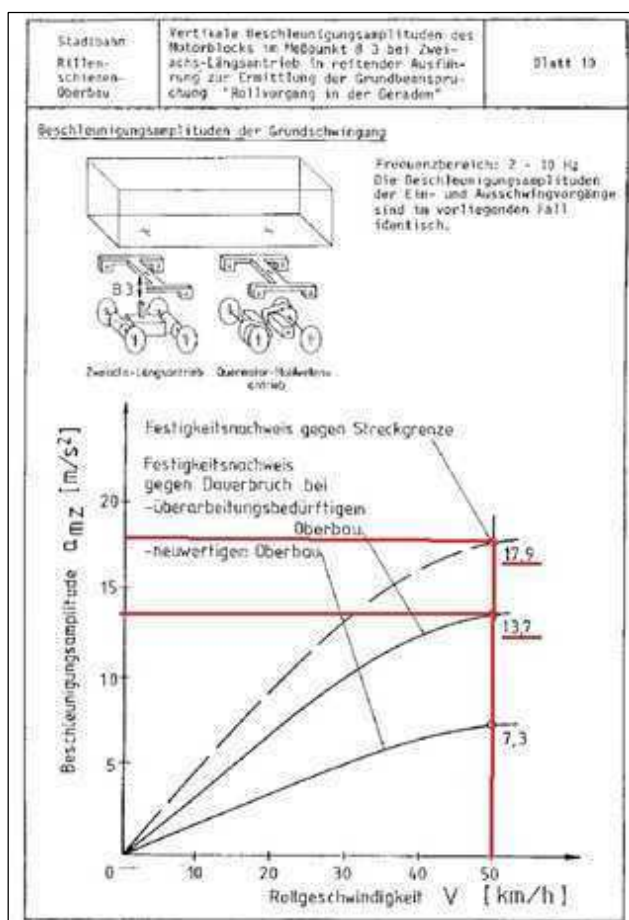


Abbildung 29 Datenblatt der VDV

Für die Berechnung der Kräfte, welche neben den Beschleunigungen in den nachfolgenden Tabellen aufgelistet sind, wird die Masse der Nachrüstsatzoptimierung von 0,4 kg zugrunde gelegt.

	Rollvorgang in der Geraden		F_{iStG} [N]	+ F_{iDynG} [N]	- F_{iDynG} [N]	F_a [N]
	Streckgrenze	Dauerbruch				
a_{xG} [m/s ²]	0	0	0	0	0	0
a_{yG} [m/s ²]	7,3	5,5	2,9	2,2	-2,2	2,2
a_{zG} [m/s ²]	17,9	13,7	11,1	9,4	-1,6	5,5

Tabelle 4 Grundbeanspruchung: Rollvorgang in der Geraden

In vertikaler Richtung z

Streckgrenze: $F_{zStG} = m_i \cdot g \cdot \left[1 + \frac{a_{zG}}{g} \right]$

Dauerbruch: $F_{zDyG} = m_i \cdot g \cdot \left[1 \pm \frac{a_{zG}}{g} \right]$

In horizontaler Richtung y

Streckgrenze: $F_{yStG} = m_i \cdot a_{yG}$

Dauerbruch: $F_{yDyG} = m_i \cdot \pm a_{yG}$

	Bremsvorgang		F_{iStB} [N]	+ F_{iDynB} [N]	- F_{iDynB} [N]	F_a [N]
	Streckgrenze	Dauerbruch				
a_{xB} [m/s ²]	6	3	2,40	1,2	-1,2	1,2
a_{yB} [m/s ²]	0	0	0	0	0	0
a_{zB} [m/s ²]	0	0	0	0	0	0

Tabelle 5 Zusatzbeanspruchung: Beim Bremsvorgang

In Fahrtrichtung x

Streckgrenze: $F_{xStnB} = m_i \cdot a_{xStB}$

Dauerbruch: $F_{xDynB} = m_i \cdot a_{xDyB}$

	Weichenfahrt		F_{iStW} [N]	+ F_{iDynW} [N]	- F_{iDynW} [N]	F_a [N]
	Streckgrenze	Dauerbruch				
a_{xW} [m/s ²]	0	0	0	0	0	0
a_{yW} [m/s ²]	11,8	8,9	4,7	3,6	-3,6	3,6
a_{zW} [m/s ²]	24,1	19,2	9,6	7,7	-7,7	7,7

Tabelle 6 Zusatzbeanspruchung: Bei Weichenfahrt

In vertikaler Richtung z

Streckgrenze: $F_{zStW} = m_i \cdot a_{zW}$

Dauerbruch: $F_{zDynW} = m_i \cdot \pm a_{zW}$

In horizontaler Richtung y

Streckgrenze: $F_{yStW} = m_i \cdot a_{yW}$

Dauerbruch: $F_{yDynW} = m_i \cdot \pm a_{yW}$

	Kreuzungsfahrt		F_{iStK} [N]	+ F_{iDynK} [N]	- F_{iDynK} [N]	F_a [N]
	Streckgrenze	Dauerbruch				
a_{xK} [m/s ²]	0	0	0	0	0	0
a_{yK} [m/s ²]	18,1	0	7,2	0	0	0
a_{zK} [m/s ²]	87,2	0	34,9	0	0	0

Tabelle 7 Zusatzbeanspruchung: Bei Kreuzungsfahrt

In vertikaler Richtung z

Streckgrenze: $F_{zStK} = m_i \cdot a_{zStK}$

In horizontaler Richtung y

Streckgrenze: $F_{yStK} = m_i \cdot a_{yStK}$

Nachdem alle Kräfte ermittelt wurden sind in der VDV verschiedene Fälle von Beanspruchungskombinationen (siehe Tab.8 und 9) aufgelistet. Die möglichen Kombinationen und auftretenden Beschleunigungen bzw. Kräfte unterscheiden sich beim Festigkeitsnachweis statischen gegen Streckgrenze und dynamisch gegen

Dauerbruch. Die Anzahl ist ebenfalls unterschiedlich.

Beanspruchung (statisch)	Kombination 1	Kombination 2
Rollvorgang in der Geraden	x	x
Bremsvorgang	x	x
Weichenfahrt	x	
Kreuzungsfahrt		x
Resultierende Kräfte		
F_{xSt} [N]	2,4	2,4
F_{ySt} [N]	7,6	10,1
F_{zSt} [N]	20,7	46,0

Tabelle 8 Beanspruchungskombinationen (statisch)

Die Kombination 2 (siehe Tab. 8) bringt höhere resultierende Kräfte mit sich, doch im Allgemeinen ist festzustellen, dass die auftretenden Kräfte, aufgrund der geringen Masse des Nachrüstsatzes, sehr klein sind.

Beanspruchung(dynamisch)	Kombination 1
Rollvorgang in der Geraden	x
Bremsvorgang	x
Weichenfahrt	
Kreuzungsfahrt	
Resultierende Kräfte	
F_{xDyn} [N]	1,2
F_{yDyn} [N]	2,2
F_{zDyn} [N]	9,4

Tabelle 9 Beanspruchungskombination (dynamisch)

Aus den Kräften F_X , F_Y und F_Z , welche auf die in Abbildung 29 gekennzeichneten Ebenen YZ, XZ und XY angreifen, muss nun die in axialer Richtung des Nachrüstsatzes resultierende Kraft berechnet werden.

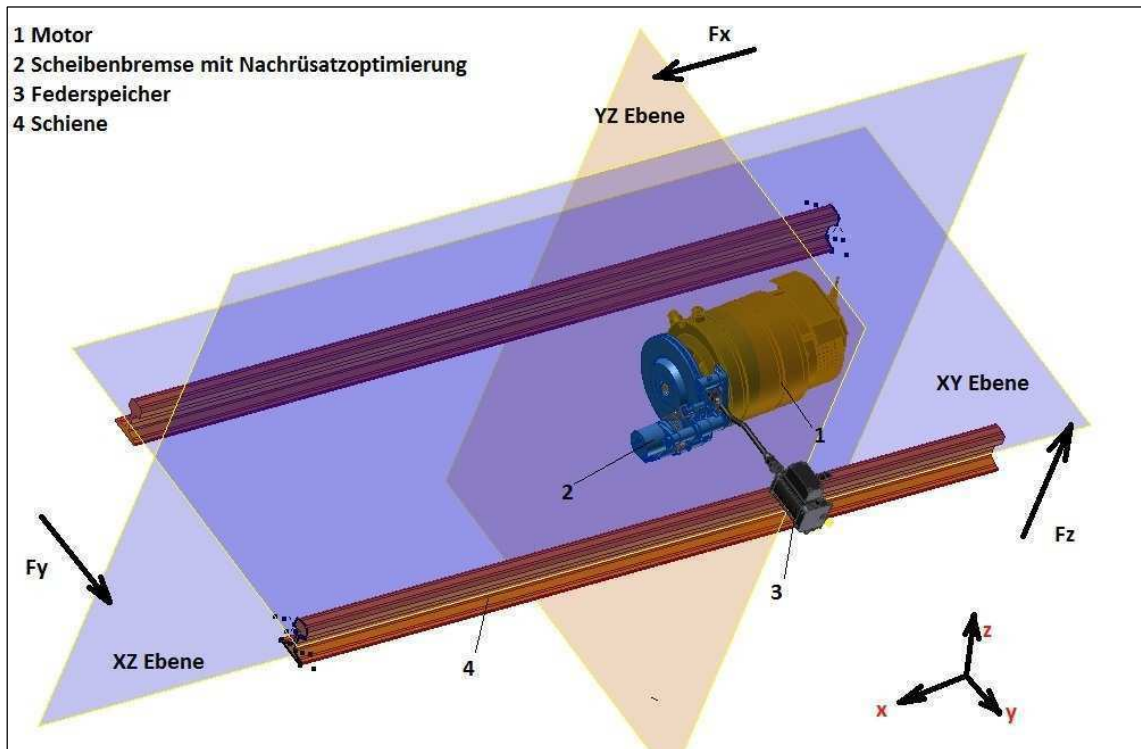


Abbildung 30 Krafteinwirkung auf Nachrücksatz

Eine maximale resultierende Kraft aus y-Richtung ist gegeben, wenn der Nachrücksatz sowohl zur YZ als auch zur XY Ebene einen Winkel von 0 Grad hat und somit senkrecht auf der XZ Ebene steht. Dann ist F_R gleich F_Z und die anderen Kräfte haben nur als Querkraft einen Einfluss auf den Nachrücksatz. Dies ist aber nicht der Fall, deswegen müssen Gleichungen aus den Winkelverhältnissen zu den Ebenen aufgestellt werden. Diese Winkel (siehe Tab. 10) wurden mit der Konstruktionssoftware *Inventor 2010* ermittelt. Daraus konnten folgende resultierende Kräfte für die unterschiedlichen Belastungen berechnet werden.

Winkel	Bezugsebene	Formel	$F_{RSt} [N]$	$F_{RDyn} [N]$
33,5°	XZ	$F = F_x \cdot \sin(YZ) \cdot \sin(XY)$	0,3	0,1
56,5°	XY	$F = F_y \cdot \cos(YZ) \cdot \cos(XY)$	5,5	1,2
8°	YZ	$F = F_z \cdot \cos(YZ) \cdot \sin(XY)$	7,8	38
Summe (gerundet):			14	39

Tabelle 10 Resultierende Kräfte

Resultierende axiale Kraft für statischen Nachweis:

$$F_{St} = F_F + F_{RSt}$$

$$F_F = 510 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{St} = 549 \text{ N}}$$

Resultierende axiale Kraft für dynamischen Nachweis:

$$F_{Dyn} = F_F + F_{RDyn}$$

$$\mathbf{F_{Dyn} = 524 \text{ N}}$$

Nachdem nun die resultierenden Kräfte berechnet wurden, muss ein Festigkeitsnachweis der Baugruppe erfolgen. Für die zwei Beanspruchungsarten ist laut Empfehlung der VDV 152, ein Sicherheitsfaktor von 1,25 für die Bauteilauslegung erforderlich. Alle Werte und Formeln in den nachfolgenden Berechnungen wurden aus dem Tabellenbuch und der Formelsammlung von *Roloff/Matek* entnommen.

Bolzenberechnung:

gegeben:

$$K_A = 1, t_s = 14 \text{ mm}, t_G = 5 \text{ mm}, R_m = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, A_s = 19,63 \text{ mm}^2, d = 5 \text{ mm}$$

$$A_{proj} = 2 \cdot t_G \cdot d = 250 \text{ mm}^2$$

$$W_B = 0,1 \cdot d^3 = 12,5 \text{ mm}^3$$

vorhandene Spannung	zulässige Spannung	Sicherheit
Biegemoment : $M_b = \frac{F \cdot (t_s + 2 \cdot t_G)}{8} \quad \sigma_b = \frac{K_A \cdot M_b}{W_B}$ dynamisch: $\sigma_b = 125,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ statisch: $\sigma_b = 131,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	dynamisch: $\sigma_{zul} = 0,2 \cdot R_m$ $\sigma_{zul} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	1,27
	statisch: $\sigma_{zul} = 0,3 \cdot R_m$ $\sigma_{zul} = 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	1,82
Scherspannung: $\tau_b = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F}{2 \cdot A_s}$ dynamisch: $\tau_b = 17,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ statisch: $\tau_b = 18,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	dynamisch: $\tau_{a\text{ zul}} = 0,15 \cdot R_m$ $\tau_{a\text{ zul}} = 105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	5,9
	statisch: $\tau_{a\text{ zul}} = 0,2 \cdot R_m$ $\tau_{a\text{ zul}} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	8,6
Flächenpressung: $p = \frac{K_A \cdot F}{A_{proj}} = 13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$p_{zul} = 0,25 \cdot R_m$ $p_{zul} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	6,9

Tabelle 11 Bolzenberechnung

Schraubenberechnung:

gegebene Werte:

Gewindestange 8.8 ($R_{p0,2} = 640 \frac{N}{mm^2}$), $A_s = 58 mm^2$, $d = 10 mm$, $d_w = 14,6 mm$

$d_2 = 9,026 mm$, $d_3 = 8,16 mm$, $F_{Dyn} = F_{Bo} = 524 N$, $F_{Bu} = 0 N$, $F_{Stat} = F_B = 549 N$,

$\mu_G = 0,2$, $\mu_K = 0,18$, $k_A = 2$, $P = 1,5$, $k_\tau = 0,5$, $F_{Sp} = 28,8 kN$, $A_p = 72,3 mm^2$,

$p_G = 490 \frac{N}{mm^2}$

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} = 8,593 mm$$

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = 57,6 mm^2$$

$$W_t = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = 106,7 mm^3$$

dynamischer Nachweis:

An der Stelle des ersten tragenden Gewindegangs der Gewindestange tritt eine hohe Kerbwirkung auf. Die örtlichen Spannungsspitzen können hier, in Abhängigkeit von den konstruktiven Gegebenheiten bis zu zehnmal größer als die eigentlichen Spannungen sein, deswegen ist ein dynamischer Nachweis erforderlich.

$$F_a = \frac{F_{Bo} + F_{Bu}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} = 4,5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_A = \left(\frac{150}{d} + 45 \right) = 51 \frac{N}{mm^2}$$

$$S = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 11,4$$

statischer Nachweis :

Es tritt der ungünstigste Fall der Krafteinleitung in die Verbindung auf, d.h. die Betriebskraft F_B wirkt zu 100% auf die Gewindestange/Bauteile. Dadurch ergibt sich:

$$F_{VM} = k_A \cdot F_B = 1098 \text{ N}$$

$$F_{Sges} = F_{VM} + F_B = 1647 \text{ N}$$

$$\sigma_{z \max} = \frac{F_{Sges}}{A_0} = 28,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_G = F_{VM} \cdot (0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2) = 1,43 \text{ Nm}$$

$$\tau_t = \frac{M_G}{W_t} = 0,013 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_t)^2)} = 28,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = 22,4$$

Berechnung des Montagemoments:

$$M_A = F_{VM} \cdot (0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot d_w/2) = 2,84 \text{ Nm}$$

Die Schraubenverbindung ist mit einer sehr hohen Sicherheit behaftet. Aufgrund dieser Eigenschaft sowie dem geringen Montagemoment würde auch ein Anziehen von Hand kein Problem für die Verbindung darstellen.

Berechnung der Flächenpressung an den Auflageflächen:

$$p \leq p_G$$

$$p = \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} = 442,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Festigkeitsnachweis der Gabel 1 und 2, sowie des Kettenaufnehmers wurde mit der Belastungsanalyse der CAD Software *Inventor 2010* durchgeführt. Die Analyse ergab, dass alle Bauteile eine statische Sicherheit besitzen, die mindestens größer als 9 ist und somit ausreichend dimensioniert sind.

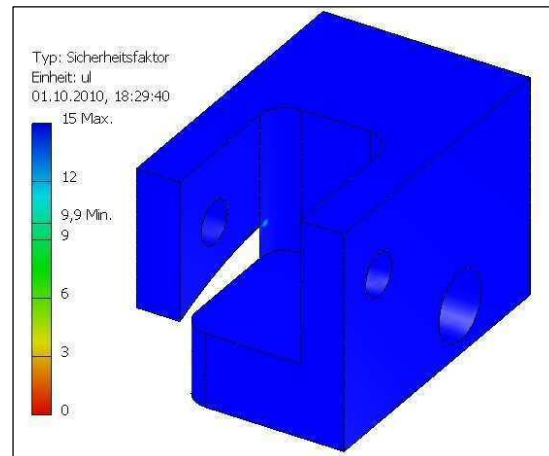


Abbildung 31 statische Sicherheit Kettenaufnehmer

Wirkt die resultierende dynamische Kraft auf die Bauteile ein, so ist festzustellen, dass die größten Spannungen mit rund $20 \frac{N}{mm^2}$ im Kettenaufnehmer auftreten.

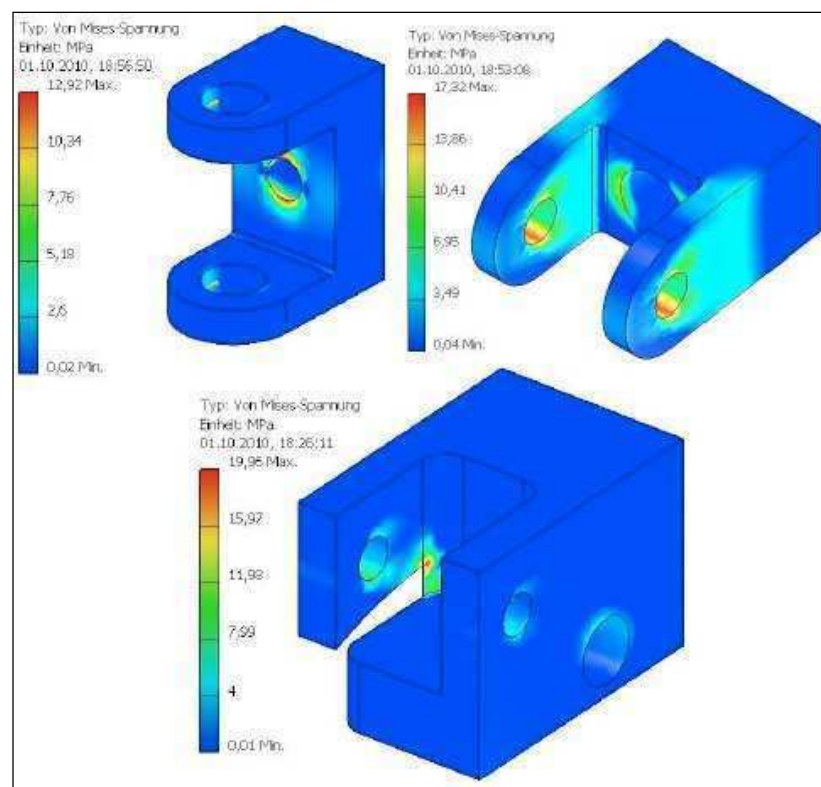


Abbildung 32 Spannungen in den Bauteilen

Da kein Konstruktionsfaktor näher bestimmt werden kann, der zu einer Minderung der zulässigen Spannung beiträgt, muss auf einen praktischen Sicherheitsnachweis wie in *Roloff/Matek* beschrieben zurückgegriffen werden. Eine ausreichende Sicherheit von 4 ist beim Vergleich der vorhandenen Spannungen mit der Schwellfestigkeit des Bauteils zu erreichen. Der Kettenaufnehmer besitzt eine Schwellfestigkeit von $235 \frac{N}{mm^2}$ bei Zug-Druckbeanspruchung. Somit ergibt sich folgende Sicherheit:

$$S = \frac{\sigma_{zd\ SchN}}{\sigma_{vorh}} = \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{20 \frac{N}{mm^2}} = 11,75$$

Mit einer Sicherheit von 11,75 ist das Bauteil auch für dynamische Belastung ausreichend dimensioniert. Dies trifft auch für die anderen beiden Bauteile Gabel 1 und 2 zu, da hier wie bereits erwähnt, die vorhandenen Spannungen noch geringer sind.

5.4 Kostenvergleich

Nachdem nun die konstruktiven Änderungen beschrieben, begründet und die Festigkeiten der Bauteile nachgewiesen wurden, folgt eine Auflistung bei der die Kosten des Nachrüstsatzes im Vergleich zur optimierten Variante gegenübergestellt werden. Grundlegend ist zu sagen, dass sich der Montageaufwand nicht geändert hat, deswegen bedarf es keiner Auflistung der Kosten. Es werden folglich nur die Kosten der einzelnen Bauteile im Zusammenhang mit der benötigten Anzahl pro Nachrüstsatz aufgeführt. Das Fahrzeug *Leoliner* besitzt 2 Triebdrehgestelle und ein Laufdrehgestell. An jedem Triebdrehgestell befinden sich 2 Scheibenbremsen, das bedeutet 4 pro Fahrzeug. Bislang wurden 5 Fahrzeuge für die Halberstädter Serie produziert. Es müssen also 20 Scheibenbremsen nachgerüstet werden. Die Gesamtkosten für die Nachrüstung werden ebenfalls in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet, um das Ausmaß der Kosteneinsparung noch einmal besser zu verdeutlichen.

Nachrüstsatz			Nachrüstsatz optimiert		
Bauteil	Menge	Kosten (€)	Bauteil	Menge	Kosten (€)
1	1	140	Gabel 1	1	35,8
2	1	248	Gabel 2	1	47
3	1	253,5	Kettenaufnehmer	1	65
			Rückstellblech	1	15
Rollenkette DIN 8187	1	7	Rollenkette DIN 8187	1	7
Bolzen mit Kopf ISO 2341	2	6	Bolzen mit Kopf ISO 2341 (A4)	2	6
Splinte DIN 94	2	0,01	Splinte DIN 94	2	0,01
Zylinderstift ISO 2338	1	0,2	Zylinderstift ISO 2338	1	0,2
Zylinderstift ISO 2338	1	0,08	Gewindestangen DIN 975	2	0,3
Sechskantschrauben DIN 933	1	0,19	Sechskantmutter DIN 934	4	0,05
Sechskantmuttern DIN 439	1	0,03	Spannschlossmutter DIN 1479	1	2
Scheiben DIN 433	1	0,09			
Gesamtkosten		655,1			178,36
Kosten pro Fahrzeug		2620,4			713,44
Kosten pro Serie		13102			3567,2
Kostenverhältnis		3,7			1

Tabelle 12 Kostenvergleich

In der Gegenüberstellung ist klar zu erkennen, dass die Kosten der neuen Konstruktion deutlich geringer sind als im Vergleich zur alten Variante. Die gelb hinterlegten Fertigungsteile verursachen die meisten Kosten, jedoch sind die Teile der Optimierung weitaus günstiger, deswegen konnten die Gesamtkosten auf ein Viertel herabgesetzt werden. Sollte man die komplette Serie nachrüsten, so würde ein Gesamtbetrag von 3567,2 Euro fällig werden.

6 Einbau und Verifizierung

Der optimierte Nachrüstsatz konnte ohne Probleme in die Scheibenbremse eingebaut und mit dem Prüfstand getestet werden.



Abbildung 33 Nachrüstsatz in Scheibenbremse M1

Beim Anlegen und Lösen der Bremse, treten keine unerwünschten Stöße zwischen Gabel 2 mit Gewindestange und dem Abdruckring auf, welche eine Blockierung des Bremsmechanismus herbeiführen könnten. Die Abmaße des Rückstellbleches (siehe Abb. 34) konnten optimal angepasst werden, sodass auch hier keine unerwünschten Begleiterscheinungen bei der Rückstellung auftreten können.



Abbildung 34 Rückstellblech zwischen Gabel2 und Kontermutter

Es wurde für Versuchszwecke zunächst mit einer Dicke von 1 mm hergestellt. Nach mehrmaligem Lösen und Anlegen der Bremse traten keine plastischen Verformungen des Bleches auf. Für den Gebrauch im Fahrbetrieb wird jedoch eine Blechdicke von 2 mm gewählt, um eine steifere Auslegung zu erreichen. Infolge der Ablagerungen muss eine größere Kraft aufgebracht werden, um die Rückstellung des Rings zu unterstützen, dementsprechend sind die Kräfte auf das Rückstellblech ebenfalls größer.

Als abschließende Untersuchung wurde eine Kraftmessung in Zusammenarbeit mit der *IFF Engineering & Consulting GmbH* durchgeführt. Diese Messung dient zur Verifizierung der im Kapitel 5.3 zugrunde gelegten maximalen Kraft des Federspeichers. Die Zugstange (1) des Federspeichers wurde wie in Abbildung 35 dargestellt, mit Dehnungsmessstreifen (2) versehen.

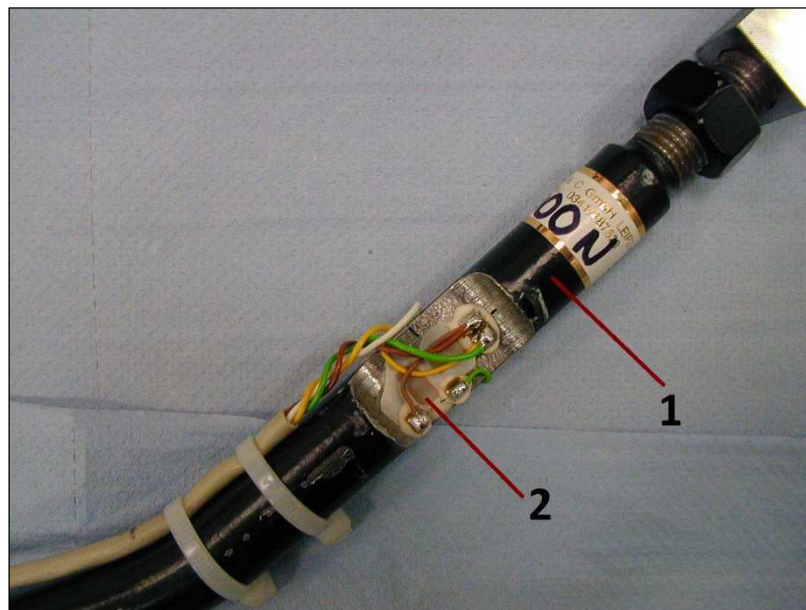


Abbildung 35 Zugstange mit Dehnungsmessstreifen

Infolge einer Belastung der Zugstange beim Anlegen der Bremse durch den Federspeicher, wird die Stange nicht sichtbar elastisch verformt. Dabei dehnt sich der Dehnungsmessstreifen, was eine Änderung seines Elektrischen Widerstandes bewirkt. Die RechnerSoftware *DasyLab* erfasst die Änderung und wertet diese aus. Das analoge Signal wird in ein Digitales umgewandelt und auf dem Rechner über die Software angezeigt. Nachdem mehrere Lastwechsel simuliert wurden, kam es zu folgenden Kraftverlauf.

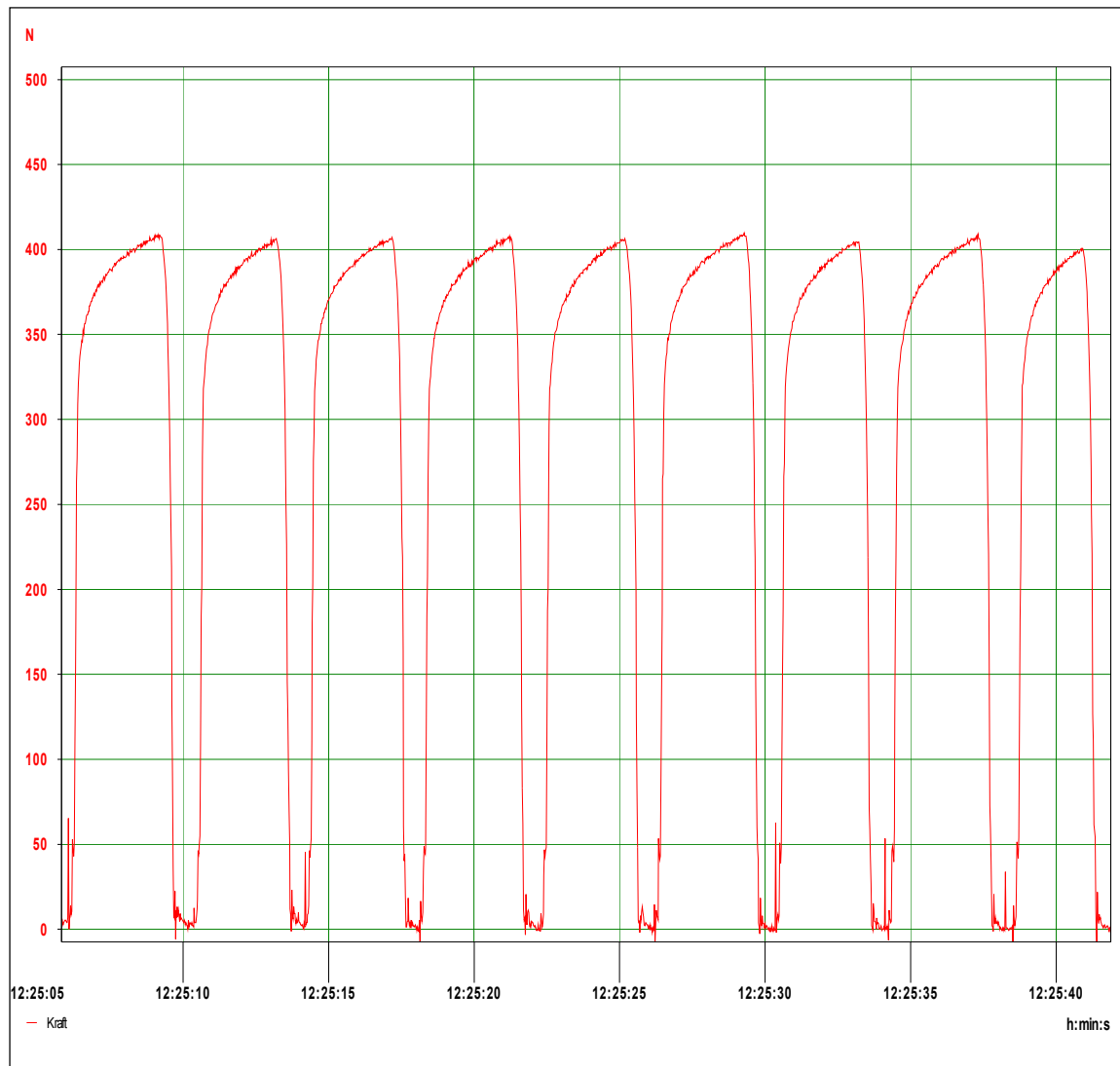


Abbildung 36 Kraftverlauf beim Anlegen und Lösen der Scheibenbremse

Als Maximalwert der Kraft erhielt man ca. 410 N. Für die Berechnungen in Kapitel 5.3 wurde eine Zugkraft von 510 N angenommen. Aufgrund dieser Annahme und der nun tatsächlich bestimmten Kraft, kann eine zusätzliche Sicherheit für die Bauteile der Optimierung verbucht werden.

$$S = \frac{510 \text{ N}}{410 \text{ N}} = 1,24$$

Die Berechneten Sicherheitswerte steigen um einen zusätzlichen Faktor von 1,24.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Aufgabenstellung der Arbeit war es, eine Optimierungsvariante des Nachrüstsatzes im Sinne einer Kostensenkung und der Erzielung einer hohen Belastbarkeit zu erbringen. Dafür wurden Untersuchungen getätigt, die aufschlussreiche Ergebnisse über die Problemstellen der alten Konstruktion lieferten. Mit Hilfe der unter Kapitel 5 genannten Kriterien zur Kostensenkung konnten diese konstruktiv behoben werden. Es wurde eine ausreichend hohe Belastbarkeit des Nachrüstsatzes erreicht. Bis auf die Bolzenverbindung sind alle Bauteile mit einer sehr großen Sicherheit behaftet. Für diese Verbindung lässt sich durch das Schaffen einer Übermaßpassung zwischen Bolzen und den zufügenden Bauteilen eine höhere Sicherheit erzielen. Dies sollte bei Verwendung von Federspeichern mit höherer Federkraft bewerkstelligt werden, jedoch hat es für den hier betrachteten Fall keine Bedeutung. Die Kosten des Nachrüstsatzes wurden auf ein Viertel gesenkt. Der Preis für eine Nachrüstung der Scheibenbremsen der Halberstädter Serie beträgt rund 3600 Euro. Die Montagekosten sind nicht im Preis enthalten. Diese werden jedoch im Vergleich zur Lösung der Firma Dako CZ geringer ausfallen und die Variante ist aufgrund der höheren Belastbarkeit bzw. dem eindeutigen Lösen des Problems durch den Austausch des Drahtseils, vorzuziehen. Der Bremsscheibenverschleiß wird durch Verwendung des Rückstellbleches ebenfalls herabgesetzt, wobei man diesen Faktor bei der Lösung des Scheibenbremsenherstellers nicht berücksichtigte. Aufgrund der Mängel an der Scheibenbremse und der nur teilweise zufriedenstellenden Lösung der Firma Dako CZ sollte man zukünftig bei der Konzeption des Bremssystems neuer Straßenbahnenserien auf Hersteller wie *Knorr-Bremse* oder *Hanning und Kahl* mit langjähriger Erfahrung zurückgreifen. Die Verwendung einer Scheibenbremse, die über eine Zugstange von einem Federspeicher betätigt wird, ist ein veraltetes System. Zum einen ist eine ständige Nachschmierung der Scheibenbremsen notwendig und zum anderen erfordert die Verwendung eines externen Federspeichers einen gewissen Platzbedarf, der bei komplexeren Triebdrehgestellen nicht mehr vorhanden ist. Bei neuen Systemen wie z.B. von *Hanning und Kahl* liegen sozusagen Scheibenbremse, Zugstange und Federspeicher als eine Einheit vor. Das bedeutet die Federkraft des Feder-

speichers wird direkt auf die Bremsscheibe übertragen. Es wird also zuvor kein wartungsaufwendiger Mechanismus betätigt, bis es zur Erzeugung des Bremsmomentes kommt.



Abbildung 37 Scheibenbremsen der Fa. Hanning und Kahl

8 Literaturverzeichnis

Literatur:

Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Manfred Becker, Joachim Voßiek *Roloff/ Matek Maschinenelemente Formelsammlung*; 8. Auflage; Braunschweig/ Reutlingen/ Augsburg; Vieweg Verlag; Frühjahr 2006

Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek *Roloff/ Matek Maschinenelemente Lehrbuch und Tabellenbuch. Normung, Berechnung, Gestaltung*; 18. Auflage; Braunschweig/ Reutlingen/ Augsburg; Vieweg Verlag; Frühjahr 2006

Hans Hoischen, Wilfried Hesser *Technisches Zeichnen*; 30. Auflage; Berlin; Cornelsen; 2005

LEOLINER Fahrzeug-Bau Leipzig GmbH *Reparaturhandbuch Leoliner Endfassung*; Leipzig; 22.08.2006

DAKO-CZ AG *Betriebsvorschrift Scheibenbremse M1*

Hanning & Kahl *Betriebsanleitung mechanischer Bremsanlage Leoliner Halberstadt*; 2006

Daniel Gallschütz *Praktikumsbericht Heiterblick GmbH*; Leipzig; 2010

Cideon Engineering *Bericht Untersuchung an einer Feststellbremse*; Leipzig; 03.08.2009

Norman Kist Heiterblick GmbH *Nachrüstsatz Halberstadt*; Leipzig; 2009

IFF Engineering & Consulting GmbH *Kraftmessungen*; Leipzig; 01.10.2010

Andreas Haigermoser *Schienenfahrzeuge Vorlesungsskriptum*; TU Graz; 2002

VDV 152 *Empfehlung für die Festigkeitsauslegung von Personenfahrzeugen nach BOStrab*; Köln; 1992

Andre Schuster *Komponentenlastenheft Fahrmotor Halberstadt* ;Leipzig ;
29.06.2010

Internet:

Technische Daten der Wegertseder GmbH Bearbeitungsstand 01.09.2010
<http://www.wegertseder.com/download/techdat/pdf/TechnischeDaten.pdf>

Wikipedia die freie Enzyklopädie Bearbeitungsstand: 15.08.2010
<http://de.wikipedia.org/wiki/HeiterBlick>

Hanning & Kahl Bremsen mit System Bearbeitungsstand: 20.09.2010
[http://www.hanning-kahl.de/fileadmin/huk/Inhalte/Downloads/Produkte_Service/
Nahverkehrstechnik/Fahrzeugtechnik/Bremsen-mit-System.pdf](http://www.hanning-kahl.de/fileadmin/huk/Inhalte/Downloads/Produkte_Service/Nahverkehrstechnik/Fahrzeugtechnik/Bremsen-mit-System.pdf)

Wörterbuch Babylon Bearbeitungsstand: 01.10.2010
<http://woerterbuch.babylon.com/optimierung/>

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Sehliß, den 5. Oktober 2010

Anhang

Baugruppenzeichnung mit Stückliste:

-Nachrüstsatz optimiert

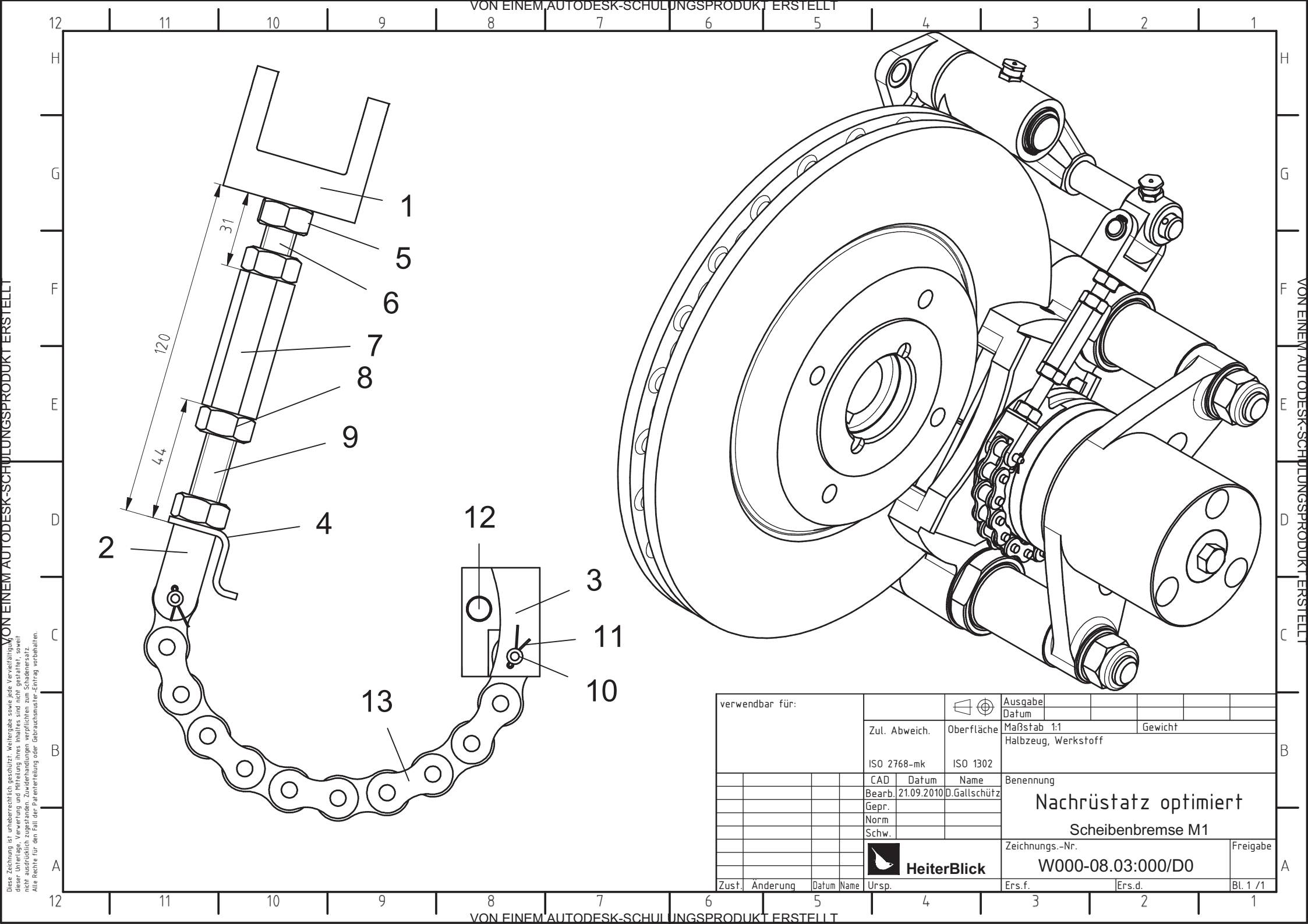
Fertigungszeichnungen:

-Gabel 1

-Gabel 2

-Kettenaufnehmer

-Rückstellbelch



Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt. Weitergabe sowie jede Vervielfältigung, Verbreitung, auch auszugsweise, ist ohne schriftliche Genehmigung HeiterBlick. Die Verantwortung für die Richtigkeit dieser Unterlagen überträgt HeiterBlick nicht. HeiterBlick übernimmt keine Haftung für Schäden, die aus dem Gebrauch dieser Unterlagen resultieren. HeiterBlick ist nicht ausdrücklich zugelassen, Zusicherungen zu erteilen oder Gebrauchsmuster-Einträge vorzubehalten. Alle Rechte für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmuster-Einträge vorbehalten.

verwendbar für:								Ausgabe							
				Zul. Abweich.		Oberfläche		Datum							
								Maßstab 1:1		Gewicht					
				ISO 2768-mk		ISO 1302		Halbzeug, Werkstoff							
				CAD	Datum	Name		Benennung Nachrüstatz optimiert Scheibenbremse M1							
				Bearb.	21.09.2010	D.Gallschütz									
				Gepr.											
				Norm											
				Schw.											
								Zeichnungs.-Nr.				Freigabe			
								W000-08.03:000/D0							
Zust.		Änderung		Datum		Name		Urspr.		Ers.f.		Ers.d.		Bl. 1 / 1	

1	2				3	4	5	6	7	8		
Pos.	Menge				Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Werkstoff	Gewicht kg/Einheit	Bemerkung		
	D	C	B	A								
				X		Nachrüstsatz optimiert	W000-08.03:000/D0					
							SAP-Nr:					
1				1	STK	Gabel 1	W000-08.03:001/E0	DIN EN 10025-2 S235JR	0,16 kg			
							SAP-Nr:					
2				1	STK	Gabel 2	W000-08.03:002/E0	DIN EN 10025-2 S235JR	0,04 kg			
							SAP-Nr:					
3				1	STK	Kettenaufnehmer	W000-08.03:003/E0	DIN EN 10025-2 S235JR	0,11 kg			
							SAP-Nr:					
4				1	STK	Rückstellblech	W000-08.03:004/E0	DIN EN 10025-2 S235JR	0,01 kg			
							SAP-Nr:					
5				2	STK	Sechskantmuttern ISO 4032 - M10 - LH		8 Stahl VZ	0,01 kg			
							SAP-Nr:					
6				1	STK	Gewindestange DIN 976 M10-LH x 60		8.8 Stahl VZ	0,04 kg			
							SAP-Nr:					
7				1	STK	Spannschlossmutter DIN 1479 - M10		Stahl VZ	0,05 kg			
							SAP-Nr:					
Angaben zu den Mengenspalten						Zeichnung			Änderung/Datum			
						Ausg.	Zustand	St.				
A							A	A			Nachrüstsatz optimiert	
B												
C												
D												
									02 Bl			

1	2				3	4	5	6	7	8
Pos.	Menge				Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Werkstoff	Gewicht kg/Einheit	Bemerkung
	D	C	B	A						
8				2	STK	Sechskantmuttern ISO 4032 - M10		8 Stahl VZ	0,01 kg	
							SAP-Nr:			
9				1	STK	Gewindestange DIN 976 M10 x 75		8.8 Stahl VZ	0,04 kg	
							SAP-Nr:			
10				2	STK	Bolzen mit Kopf Form B ISO 2341 5 x 28		A4 (Rm=800 N/mm²)	0,00 kg	
							SAP-Nr:			
11				2	STK	Splinte DIN 94 1,2x8		A2	0, 00 kg	
							SAP-Nr:			
12				1	STK	Zylinderstift ISO 2338 - B - 8 x 26		A2	0,01 kg	
							SAP-Nr:			
13				1	STK	Rollenkette DIN 8187 10B-1 11 Glieder		A2	0,07 kg	
							SAP-Nr:			

Angaben zu den Mengenspalten		Zeichnung			Änderung/Datum						
		Ausg.	Zustand	St.							
A			A	A							
B						Bearb.	21.09.2010	Gallschütz	Nachrüstsatz optimiert		
						Gepr.					
						Norm.					
C									W000-08.03:000/D0		
D									Blatt 02		
											02 Bl
						 HeiterBlick					

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H H

G G

F F

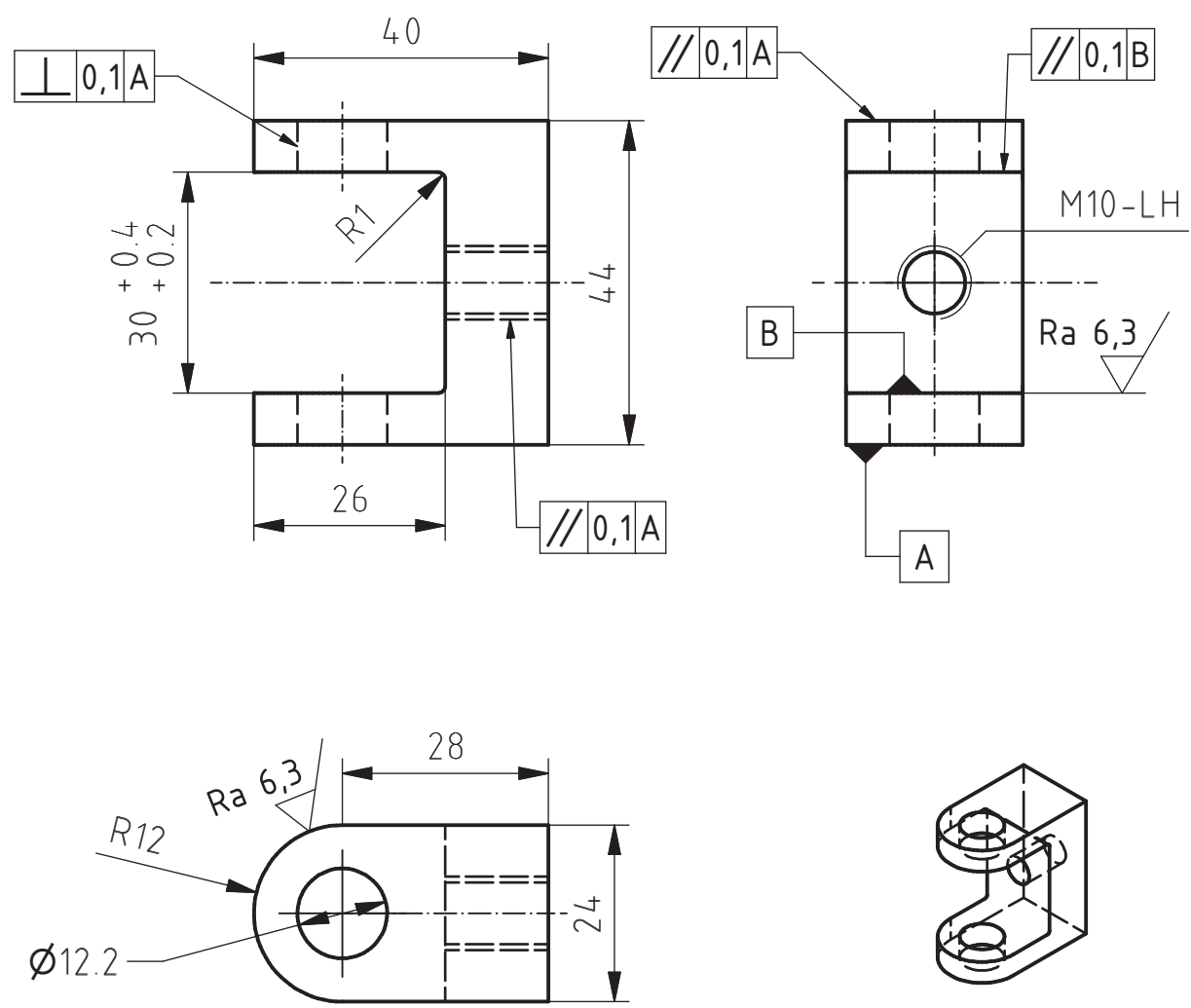
E E

D D


C C

B B

A A



✓ (✓)

verwendbar für:								Ausgabe							
								Datum							
				Zul. Abweich.		Oberfläche		Maßstab 1:1				Gewicht 0,159 kg			
				ISO 2768-mK		ISO 1302		Halbzeug, Werkstoff							
								EN 10058				DIN EN 10025-2			
								40x25x44				S235JR			
				CAD	Datum	Name		Benennung <							

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

VON EINEM AUTODESK-SCHULUNGSPRODUKT ERSTELLT

VON EINEM AUTODESK-SCHULUNGSPRODUKT ERSTELLT

Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt. Weitergabe sowie jede Vervielfältigung dieser Unterlage, Verwertung und Mitteilung ihres Inhaltes sind nicht gestattet, soweit nicht ausdrücklich zugestanden. Zuwiderhandlungen verpflichten zum Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmuster-Eintrag vorbehalten.

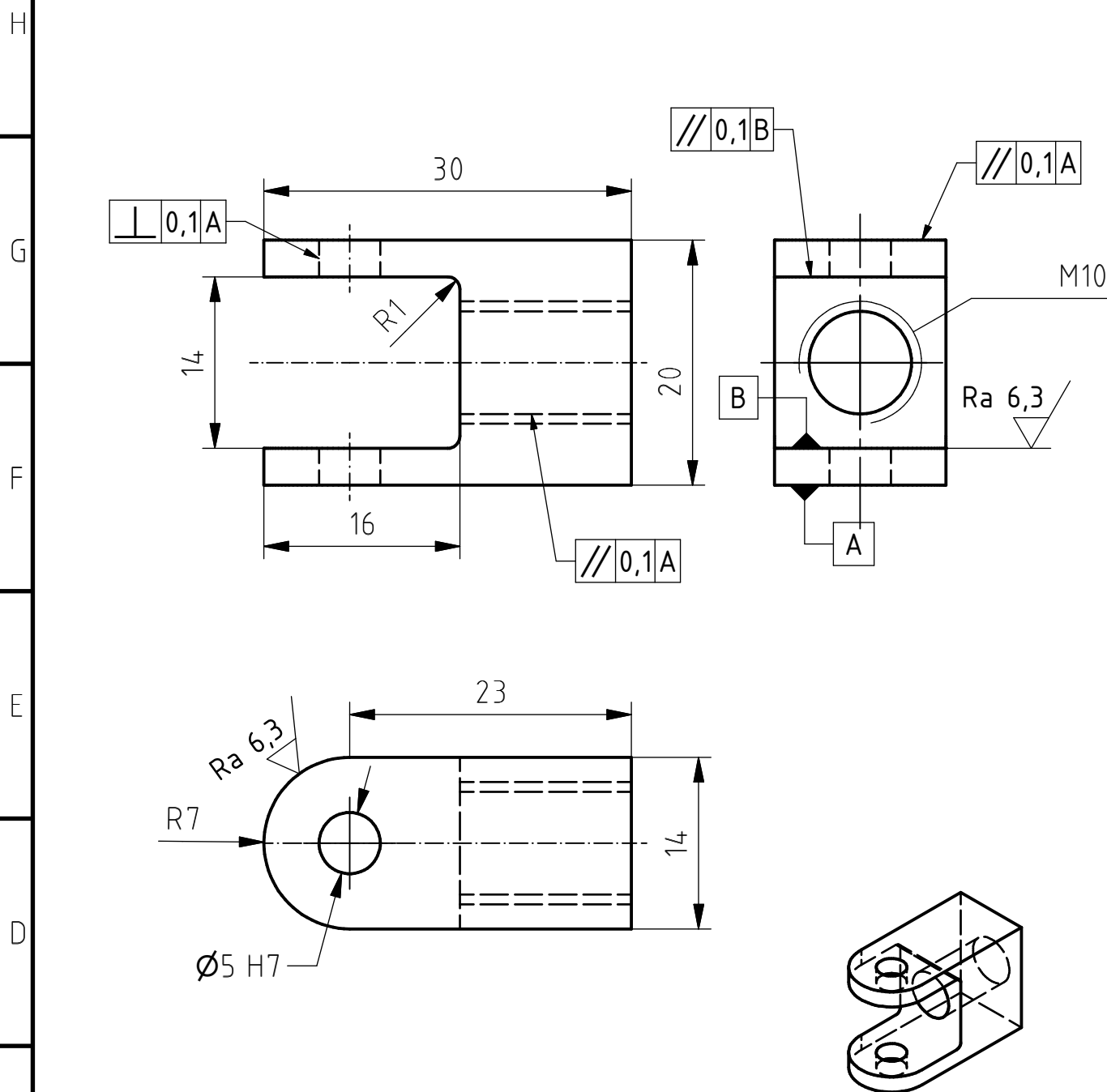
VON EINEM AUTODESK-SCHULUNGSPRODUKT ERSTELLT

VON EINEM AUTODESK-SCHULUNGSPRODUKT ERSTELLT

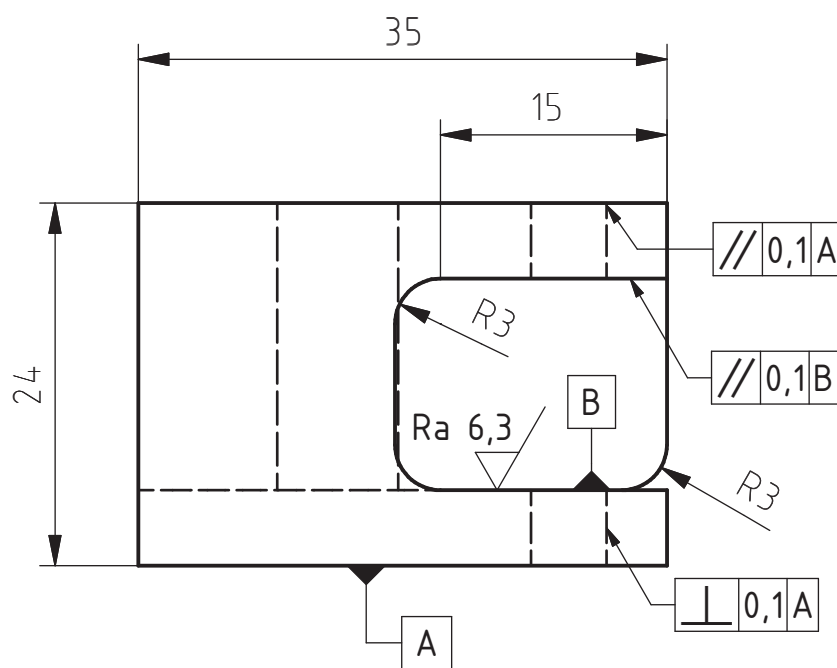
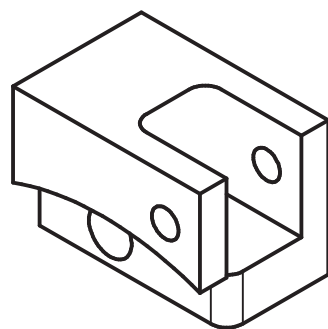
Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt. Weitergabe sowie jede Vervielfältigung dieser Unterlage, Verwertung und Mitteilung ihres Inhaltes sind nicht gestattet, soweit nicht ausdrücklich zugestanden. Zuwiderhandlungen verpflichten zum Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmuster-Eintrag vorbehalten.

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



verwendbar für:						Ausgabe								
						Datum								
B	Zul. Abweich.			Oberfläche		Maßstab 2:1				Gewicht 0,033 kg				
						Halbzeug, Werkstoff								
	ISO 2768-mK			ISO 1302		EN 10058				DIN EN 10025-2				
						30x20x14				S235JR				
				CAD	Datum	Name	Benennung <							



HeiterBlick

Bl. 1 / 1

2	
---	--

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

H

H

G

G

F

F

E

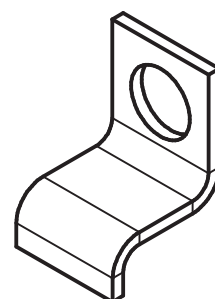
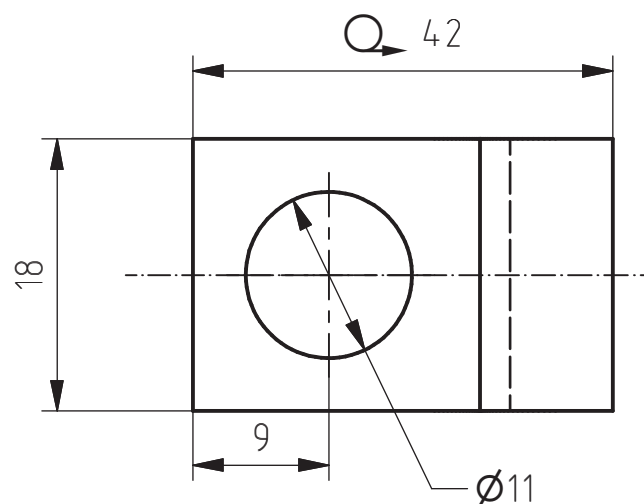
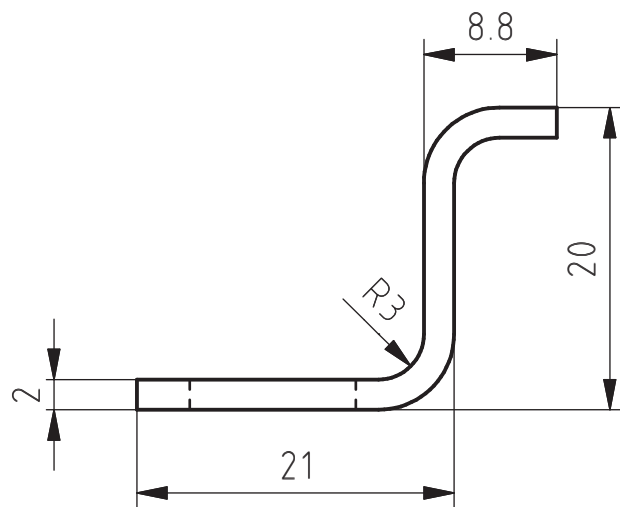
E

D

D

C

C



verwendbar für:



Ausgabe

Datum

Zul. Abweich.

Oberfläche

Maßstab 2:1

Gewicht 0,010 kg

ISO 2768 mk

ISO 1302

Halbzeug, Werkstoff

DIN EN 10152

EN 10025-2

Bl 2x42x18

S235JR

CAD

Datum

Name

Benennung

Bearb. 01.10.2010

D.Gallschütz

Rückstellblech

Gepr.

Norm

Schw.

Zeichnungs.-Nr.

Freigabe



HeiterBlick

W000-08.03:004/E0

Zust.

Änderung

Datum

Name

Urspr.

Ers.f.

Ers.d.

Bl. 1 / 1

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1